



UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS - UFGD

FACULDADE DE ENGENHARIA - FAEN

ENGENHARIA DE ENERGIA

**ESTUDO TERMODINÂMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES DE TUBO EVACUADO**

LUCA BARRIOS DO AMARAL

DOURADOS - MS

2022

LUCA BARRIOS DO AMARAL

**ESTUDO TERMODINÂMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES DE TUBO EVACUADO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a banca examinadora da Faculdade de Engenharia da Universidade Federal da Grande Dourados para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador:

Prof. Dr. Eduardo Manfredini Ferreira.

Área de Concentração: 3.05.02.01-2
Termodinâmica

DOURADOS – MS

2022



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DA GRANDE DOURADOS

ANEXO G – ATA DE DEFESA DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Às 9 h horas do dia 04 de março de 2022, realizou-se de forma remota via reunião em modo online e síncrona a defesa pública do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia de Energia, intitulado **ESTUDO TERMODINÂMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES DE TUBO EVACUADO** de autoria do discente Luca Barrios do Amaral, como requisito para a aprovação no componente curricular Trabalho de Conclusão de Curso II. Após a defesa e posterior arguição, a banca examinadora concluiu que o Trabalho apresentado deve ser:

(X) Aprovado () Reprovado

A discente declara ciência de que a sua aprovação está condicionada à entrega da versão final (encadernada, corrigida e assinada) do Trabalho de Conclusão de Curso, nos termos em que especifica o regulamento do componente curricular, em anexo ao Projeto Pedagógico do Curso de Engenharia de Energia da UFGD. O orientador se responsabilizará pela verificação e aprovação das correções do manuscrito feitas pelo(a) discente para a elaboração da versão final.

OBSERVAÇÕES ADICIONAIS

Discente aprovado com ressalvas, cabendo ajustes no texto conforme orientação da banca.

DISCENTE

Nome: Luca Barrios do Amaral

Assinatura: Luca Barrios do Amaral

BANCA EXAMINADORA

Orientador: Eduardo Manfredini Ferreira

Assinatura: [Assinatura]

Membro: Ramon Eduardo Pereira Silva

Assinatura: [Assinatura]

Membro: Talita Mitsue Onose Araujo Cunha

Assinatura: Talita Mitsue O.A. Cunha



**ESTUDO TERMODINÂMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO ACIONADO POR COLETORES DE TUBO EVACUADO**

Luca Barrios do Amaral¹, Eduardo Manfredini Ferreira²
¹l-amaral@live.com ²eduardomanfredini@ufgd.edu.br

Resumo - O crescimento econômico e populacional promoveu o aumento do uso da eletricidade para climatização em residências, podendo atingir 48,5 TWh em 2035. Os efeitos podem impactar no sistema elétrico do país e, conseqüentemente, na matriz energética. No presente trabalho visa-se simular um sistema de refrigeração por absorção acionado por coletores de tubo evacuado que atenda a Biblioteca Central da Universidade Federal da Grande Dourados (UFGD) aliado a uma análise termodinâmica. O estudo consistiu na maximização da eficiência exergética, no dimensionamento da área dos coletores e no comportamento do sistema para diferentes condições de operação. Neste procedimento, indica-se a necessidade de o sistema operar a uma temperatura ótima do coletor de 105,6°C, demandando 1794 m² de coletores para atender o fornecimento de calor a uma taxa de irradiância de 821,6 W/m² e temperatura de evaporação de 5°C.

Abstract - Economic and population growth promoted an increase in the use of electricity for air conditioning in homes, which could reach 48.5 TWh in 2035. The effects may impact the country's electrical system and, consequently, the energy matrix. The present work aims to simulate an absorption refrigeration system driven by evacuated tube collectors that serve the Central Library of the Federal University of Grande Dourados (UFGD) combined with a thermodynamic analysis. The study consisted of maximizing exergetic efficiency, sizing the collector area and system behavior for different operating conditions. This procedure indicates the need for the system to operate at an optimal collector temperature of 105.6°C, requiring 1794 m² of collectors to supply heat at an irradiance rate of 821.6 W/m² and temperature evaporation of 5°C.

1. INTRODUÇÃO

O uso de eletricidade para climatização em residências apresenta crescimento maior que o de qualquer outro uso final. Entre 2005 e 2017 a posse de ar condicionado pelas famílias mais que duplicou. Estima-se que neste mesmo período o consumo de energia elétrica em razão do uso de ar condicionado tenha mais que triplicado, atingindo 18,7 TWh em 2017, sendo capaz de atingir 48,5 TWh em 2035 (EPE, 2018).

A crescente demanda por ar condicionado relaciona-se diretamente ao crescimento econômico, populacional e urbanização nas regiões quentes do mundo (EPE, 2018). O fato de que as fontes não renováveis de energia sejam finitas, e que cerca de 80% da energia elétrica consumida no mundo seja de combustíveis fósseis, indica a necessidade da demanda de energia para refrigeração e ar-condicionado ser proveniente de fontes renováveis (BATAINEH; TAAMNEH, 2016).

Os sistemas de ar condicionado por compressão mecânica de vapor são amplamente adotados para aquecimento, ventilação e ar condicionado em muitas instalações de edifícios (IBRAHIM; AL-SULAIMAN; ANI, 2017). O aumento da demanda por climatização de ambientes insere grande impacto sobre o sistema elétrico do país, além do aumento das necessidades gerais de energia, impactando a necessidade de investimentos em geração e distribuição para atender esta demanda. Os sistemas de refrigeração convencionais, por compressão de vapor, são os principais responsáveis pelo aumento do consumo, devido à utilização de compressores elétricos que requerem grandes quantidades de energia continuamente (EPE, 2018).

Isso aumenta a necessidade de novos sistemas de resfriamento / aquecimento com economia de energia e fontes sustentáveis (IBRAHIM; AL-SULAIMAN; ANI, 2017). Dentre as fontes renováveis, a energia solar apresenta-se como um campo atraente tendo em vista sua abundância, assim como os níveis de energia solar estão em sintonia com a demanda do ar condicionado (BATAINEH; TAAMNEH, 2016). A utilização desta fonte de energia limpa é um caminho promissor para o enfrentamento de questões ambientais, produzindo energia térmica de maneira sustentável (BELLOS et al. 2016a)

Entre as diferentes tecnologias disponíveis para refrigeração em edifícios, o resfriamento por absorção acionado por energia solar é a opção mais atrativa para substituir os sistemas convencionais de compressão a vapor (GONZÁLEZ-GIL et al, 2011), ao mesmo tempo em que sistemas de absorção movidos a energia solar estão se tornando mais interessantes e comuns na indústria de ar condicionado (IBRAHIM; AL-SULAIMAN; ANI, 2017). Bellos et al. 2016b investigaram quatro tipos de coletores, mais especificamente, coletores de placas planas, coletores de tubos evacuados, coletores parabólicos compostos e coletores parabólicos de calha de modo a acionar um sistema de absorção de efeito simples com 100kW de carga de refrigeração. Concluiu-se que o coletor de tubo evacuado (ETC) é o mais sustentável, visto que utiliza de maneira mais eficiente a radiação difusa e direta, necessitando

de uma área de coleta menor, diminuindo a exploração dos recursos do planeta e os custos de investimento.

Devido ao elevado fluxo de pessoas, quantidade de equipamentos de ar condicionado instalados e grande área construída, a Biblioteca Central da Universidade Federal da Grande Dourados foi escolhida como ambiente ideal a ser estudado. Dessa forma, o presente trabalho propõe elaborar uma investigação termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com solução LiBr-H₂O, acionado por coletores de tubo evacuado (ETC) como fonte de calor. Para isso foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES).

2. REFERENCIAL TEÓRICO

O referencial teórico é dividido em três partes: ciclo de refrigeração por absorção, coletor de tubo evacuado e chiller de absorção de efeito simples acionado por coletores de tubo evacuado.

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

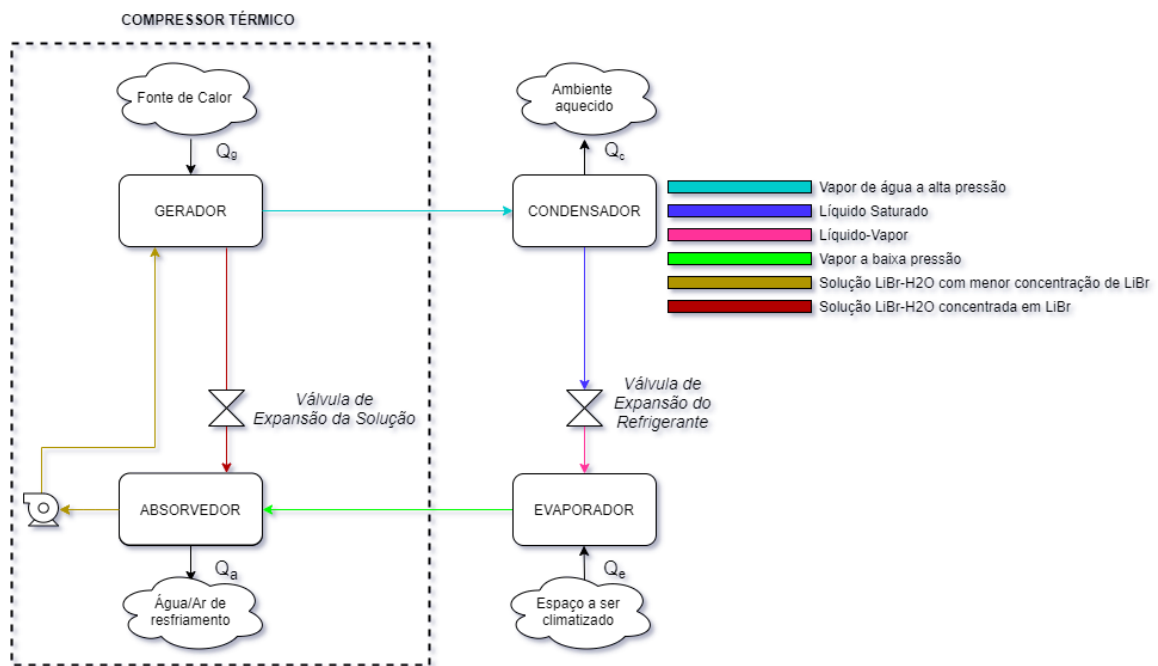
O ciclo mais básico de refrigeração por absorção é composto por um gerador, um condensador, um evaporador, um absorvedor, uma válvula de expansão da solução, uma bomba de solução e uma válvula de expansão do refrigerante. Os sistemas de absorção envolvem a absorção de um refrigerante por meio do transporte. O sistema de amônia e água é o mais usado, no qual a amônia (NH₃) serve como refrigerante e a água (H₂O) serve como meio de transporte. Para condicionamento de ar, são comumente usados os sistemas com brometo de lítio e água (LiBr-H₂O) e cloreto de lítio e água (LiCl-H₂O), nos quais utilizam água como refrigerante (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O ciclo de absorção pode ser visto pela figura 1. O vapor de água a baixa pressão sai do evaporador e entra no absorvedor, ao entrar no absorvedor o vapor de água de baixa pressão (e alta concentração) é absorvido pela solução LiBr-H₂O concentrada em LiBr, o processo de absorção libera calor, sendo necessário resfriar o absorvedor para que o processo de absorção continue. Em seguida a solução LiBr-H₂O tem sua pressão elevada por meio de uma bomba sendo entregue ao gerador. O gerador recebe calor de uma fonte térmica e então transfere calor para solução com o objetivo de vaporizar boa parte da água contida na solução. O vapor de água puro de alta pressão é enviado ao condensador para que seja resfriado e condensado pela rejeição de calor para vizinhança. O líquido condensado é levado a uma válvula de expansão gerando líquido-vapor a baixa pressão. Posteriormente o refrigerante que contém título absorve

calor do espaço a ser climatizado enquanto passa pelo evaporador, completando seu ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Comparado ao ciclo de compressão a vapor, o ciclo de absorção apresenta semelhanças. Um ciclo de refrigeração opera com o condensador, evaporador e uma válvula de expansão, necessitando que o vapor de baixa pressão do evaporador seja transformado em vapor de alta pressão e posteriormente ser entregue ao condensador. Para esse fim, o sistema de compressão a vapor utiliza um compressor, enquanto que no sistema de absorção, o vapor de baixa pressão entregue pelo evaporador é absorvido em um líquido absorvente pelo absorvedor. Em seguida a pressão do líquido é elevada por meio de uma bomba, finalizando com a liberação do vapor do líquido absorvente por adição de calor. Isto é, a diferença do ciclo de absorção está na substituição do compressor pelo conjunto absorvedor, bomba da solução, gerador e uma válvula de expansão da solução (STOECKER; JONES, 1985).

Figura 1 - Ciclo de Absorção de Efeito Simples.



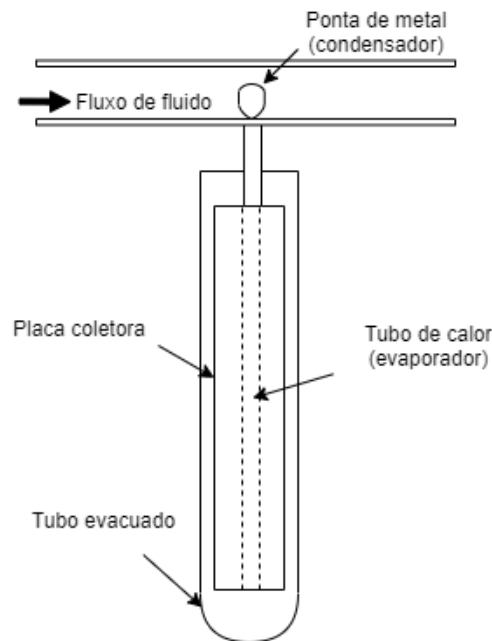
Fonte: STOECKER; JONES, 1985 (adaptado).

Os maiores custos na operação de um ciclo de absorção estão na adição de calor no gerador e conseqüentemente na remoção de calor no absorvedor e condensador. Para isso, diferentes configurações de ciclos de absorção foram desenvolvidas, como a utilização de trocador de calor na entrada do gerador, cuja configuração aquece a solução vinda do absorvedor e esfria a solução que retorna do gerador (STOECKER; JONES, 1985).

2.2 COLETOR DE TUBO EVACUADO

O ETC consiste basicamente em um tubo de calor dentro de um tubo selado a vácuo, sendo capaz de operar na faixa de 50°C a 200°C. O selamento reduz as perdas por convecção e condução, permitindo que o ETC alcance temperaturas mais altas, além de manter a utilização de radiação direta e difusa. O tubo é fixado a uma aleta de cobre preta (placa absorvedora). No topo de cada coletor está uma ponta de metal presa ao tubo selado (condensador). O tubo de calor contém uma pequena quantidade de fluido (por exemplo, metanol) que sofre um ciclo de evaporação-condensação. Nesse ciclo, o calor solar evapora o líquido e o vapor é transferido para a ponta de metal onde se condensa e libera seu calor latente. O fluido condensado retorna ao coletor solar e o processo se repete (KALOGIROU, 2004)

Figura 2 – Diagrama esquemático de um coletor de tubo evacuado.



Fonte: Kalogirou (2004)

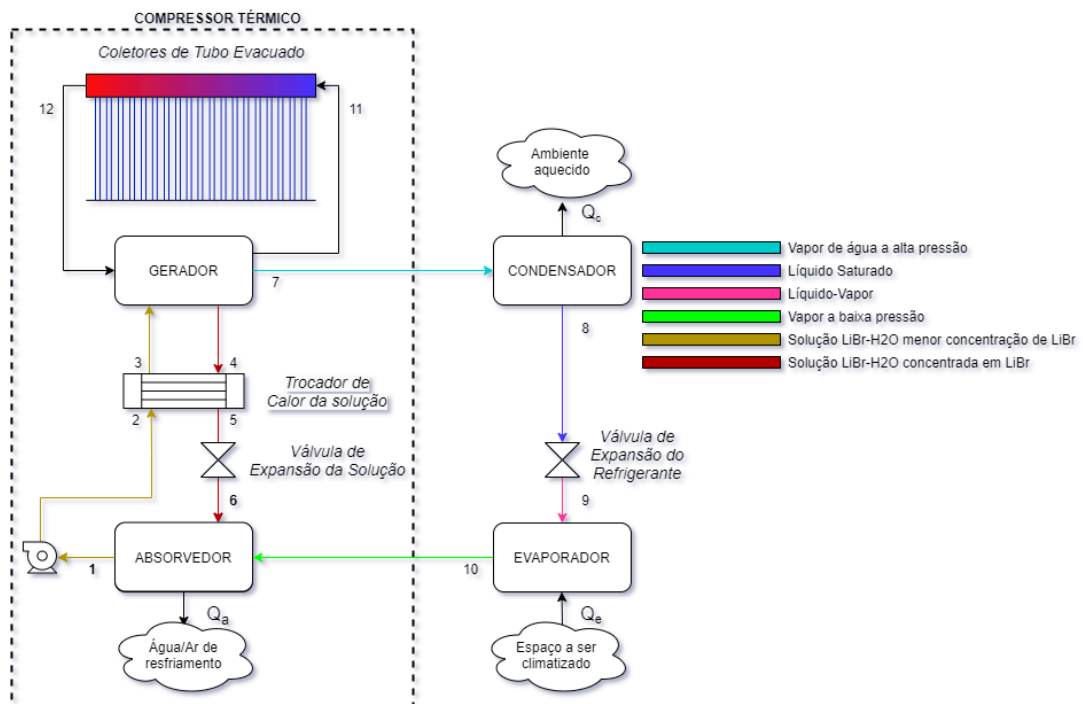
2.3 CHILLER DE ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES ACIONADO POR COLETORES DE TUBO EVACUADO

Para o presente trabalho foi considerado um chiller de efeito simples que lida com o par de trabalho brometo de lítio – água (LiBr-H₂O) acionado por energia solar térmica. O sistema consiste basicamente de um ciclo de refrigeração que utiliza como fonte de energia térmica no gerador um coletor de tubo evacuado. O chiller é composto por um gerador, um condensador, um evaporador, um absorvedor, um trocador de calor da solução, uma válvula de expansão da solução e uma válvula de expansão do refrigerante.

A energia solar térmica recebida pelo coletor é transferida para o gerador aquecendo a solução com menor concentração de LiBr. O vapor de água gerado no gerador então é levado ao condensador para que o ciclo seja completado, enquanto a solução concentrada em LiBr produzida no gerador é direcionada ao absorvedor, passando por um trocador de calor e em seguida por uma válvula de expansão da solução. A função do trocador de calor é realizar a troca térmica entre a solução concentrada em LiBr que sai do gerador e a solução vinda do absorvedor.

Após o condensador rejeitar calor, o refrigerante passa pela válvula de expansão e em seguida é direcionado ao evaporador. O calor é retirado do ambiente através da circulação da água gelada no evaporador por meio da evaporação do refrigerante condensado a baixa pressão. A água gelada sai do evaporador e é direcionada ao resfriamento do espaço. O refrigerante, ao sair do evaporador, é movido para o absorvedor, onde é absorvido pela solução contida nele. A esquematização do sistema é representada pela figura 2.

Figura 3 - Ciclo de absorção de efeito simples acionado por coletores de tubo evacuado



Fonte: Autor (2022)

3. EQUACIONAMENTO

A modelagem matemática apresentada, que descreve a presente simulação, é dividida em 3 setores: chiller de absorção de efeito simples, coletor de tubo evacuado e sistema chiller-coletor.

3.1 CHILLER DE ABSORÇÃO DE EFEITO SIMPLES.

Os balanços de massa e energia dos componentes do ciclo são descritos por (STOECKER; JONES, 1985):

Gerador

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (1)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 \quad (2)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3)$$

Absorvedor

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (4)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 \quad (5)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (6)$$

Evaporador

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) \quad (8)$$

Condensador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (9)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (10)$$

Bomba de Solução

A entrada de trabalho nos ciclos de absorção é muito pequena, podendo ser negligenciada da análise do ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2013).

$$h_2 = h_1 + W_p \approx h_1 \quad (11)$$

Trocador de Calor

$$\dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (12)$$

$$\eta_t = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_2)} \quad (13)$$

O Coeficiente de Performance (COP) é definido por Stoecker e Jones (1985) como a relação entre a taxa de refrigeração pela taxa de adição de calor no gerador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (14)$$

A análise da eficiência exergética é baseada na relação (BELLOS et al. 2016b):

$$\eta_{ex,ch} = \frac{-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_{am}}{T_e}\right)}{\dot{Q}_{ger} \left(1 - \frac{T_{am}}{T_G}\right)} \quad (15)$$

3.2 COLETOR DE TUBO EVACUADO

A energia solar disponível no coletor é descrita como o produto da área do coletor pela irradiância (IBRAHIM; AL-SULAIMAN; ANI, 2020):

$$\dot{Q}_s = A_{col} I_g \quad (16)$$

Parte desta energia é extraída pelo fluido de trabalho que circula o coletor, sendo expressa como calor útil (IBRAHIM; AL-SULAIMAN; ANI, 2020):

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_{12} - T_{11}) \quad (17)$$

Para o presente estudo, foram utilizadas duas equações que relacionam a eficiência térmica do coletor. A primeira é a razão do calor útil pela energia solar disponível. A segunda é a equação da curva de eficiência térmica, que correlaciona a eficiência térmica com a temperatura de entrada do fluido de trabalho (T_{11}), a temperatura ambiente (T_{am}) e a Irradiância Solar (I_g) (KALOGIROU, 2004):

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} \quad (18)$$

$$\eta_{col} = 0,82 - 2,19 \left(\frac{T_{11} - T_{am}}{I_g} \right) \quad (19)$$

Os cálculos de Taxa de Exergia de Radiação do Coletor e saída de exergia do coletor são descritas pelas equações (20) e (21). A equação (20) é diferente da definição usada porque considera o sol como um reservatório radioativo com temperatura $T_{sol}=5770K$ (BELLOS et al., 2017):

$$\dot{E}_s = \dot{Q}_s \left[1 - \frac{3}{4} \left(\frac{T_{am}}{T_G} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sol}} \right)^4 \right] \quad (20)$$

Saída de Exergia do Coletor Solar (BELLOS et al. 2016a):

$$\dot{E}_u = \dot{Q}_u - \dot{m}_c c_p T_{am} \ln \left(\frac{T_{12}}{T_{11}} \right) \quad (21)$$

Eficiência Exergética do Coletor:

$$\eta_{ex,c} = \frac{\dot{E}_u}{\dot{E}_s} \quad (22)$$

3.3 SISTEMA CHILER – COLETOR

Eficiência Exergética do sistema relaciona a taxa de exergia do evaporador pela taxa exergia de radiação do coletor (BELLOS et al. 2016b).

O COP do Sistema relaciona a taxa de calor no evaporador pela energia solar disponível (BELLOS et al. 2016b).

$$\eta_{ex,sys} = \frac{-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_{am}}{T_e}\right)}{\dot{E}_s} = \frac{-\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_{am}}{T_e}\right)}{\dot{Q}_s \left[1 - \frac{3}{4} \left(\frac{T_{am}}{T_G}\right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sol}}\right)^4\right]} \quad (23)$$

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_s} = \frac{\dot{Q}_e}{A_c I_g} \quad (24)$$

4. METODOLOGIA

Na presente simulação, primeiramente é realizada a estimativa da carga térmica da biblioteca com base na quantidade de equipamentos de ar-condicionado já existentes e suas respectivas potências de refrigeração. Os dados foram obtidos por meio da Coordenadoria de Serviços da Biblioteca. Como nem todos os equipamentos eram de fácil acesso para verificação da potência e consumo, considerou-se um modelo único. Tal modelo foi escolhido com base na Tabela *Split* Piso – Teto, referente ao ano de 2017, optando-se por um equipamento que possuísse a maior faixa de classificação possível, nesse caso B (INMETRO, 2017). A carga térmica total foi obtida por meio da equação (25).

$$\dot{Q}_e = Qtde\ de\ equipamentos \times Capacidade\ de\ Refrigeração \quad (25)$$

Tabela 1 - Estimativa da Carga Térmica da Biblioteca Central

Quantidade	Capacidade de Refrigeração (kW)	Carga Térmica (kW)
43	17,58	755,9

Fonte: Autor (2022)

Os modelos de equações são resolvidos por meio do Software Engineering Equation Solver (EES) e as equações inseridas na simulação foram apresentadas na seção 3. Os parâmetros de entrada e restrições podem ser vistos da tabela 2, as restrições e variáveis que formam a modelagem do ciclo podem ser vistas no anexo A. Os dados de irradiância foram

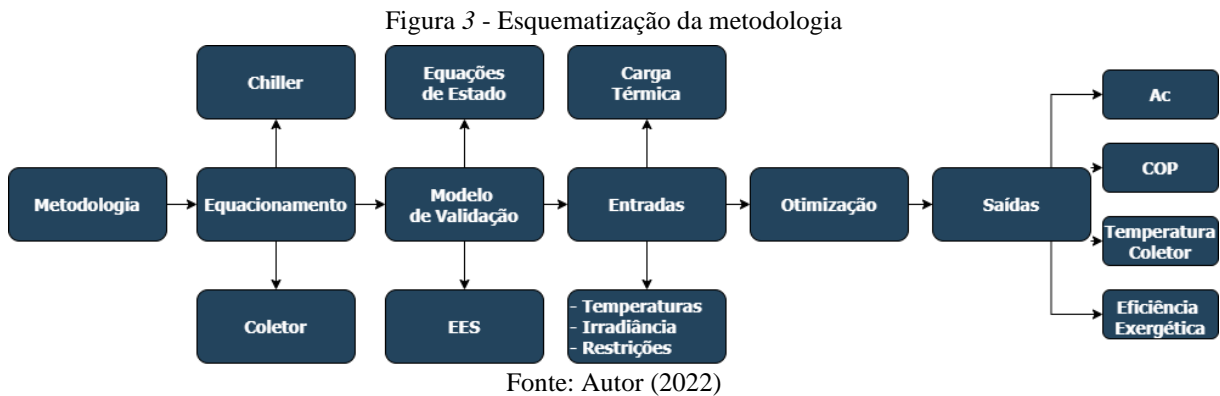
obtidos através da combinação das médias do total diário da irradiação no plano inclinado (LABREN, 2022) e as médias do total diário de horas de insolação (CRESESB, 2022) no mês para o estado de Mato Grosso do Sul.

Tabela 2 – Parâmetros de entrada e restrições

Entradas/Restrições	Ref.
Taxa de transferência de calor no evaporador = 755,9 kW	Autor
$T[4]=T[12]-10$	(BELLOS et al., 2016b)
$T[11]=T[12]-7$	(BELLOS et al., 2016b)
$T[1]=T[8]= T_{am} + 10$	(BELLOS et al., 2016b)
Eficiência do Trocador de Calor da Solução $\eta_t = 70\%$	(BELLOS et al., 2016b)
Irradiância $I_g = 821,6 \text{ W/m}^2$	(LABREN, CRESESB; 2022)
Temperatura ambiente $T_{am} = 30^\circ\text{C}$	Autor

Fonte: Autor (2022)

Buscou-se, por meio do software EES otimizar o sistema a operar de maneira ótima, utilizou-se a ferramenta de maximização, de modo a observar o comportamento da equações de exergia e da área de coletores em função da temperatura de saída do coletor (T[12]). Em seguida, realizou-se análises de gráficos e tabelas paramétricas fornecidas pelo próprio software.



5. MODELO DE VALIDAÇÃO

De forma a validar um modelo, verificando se ele é bem formulado e se cumpre os pressupostos para o qual foi desenvolvido, foi desenhado um modelo comparando os resultados de Herold (2016). Na tabela 3 e 4 estão os dados de entrada e saída respectivamente.

Tabela 3 – Parâmetros de entrada do modelo de validação

Entradas	Valor
Temperatura de saída do absorvedor T[1] (°C)	30
Temperatura de saída do gerador T[4] (°C)	90
Temperatura de saída do condensador T[8] (°C)	30
Temperatura de saída do evaporador T[10] (°C)	4
Fluxo de massa \dot{m}_1 (kg/s)	1

Fonte: (HEROLD et al., 2016)

Tabela 4 – Parâmetros de saída do modelo de validação

Saídas	Herold 2016	Simulação	Dif. %
Taxa de transferência de calor no absorvedor (kW)	583,6	581,5	0,36
Taxa de transferência de calor no gerador (kW)	604,9	602,8	0,35
Taxa de transferência de calor no evaporador (kW)	493,1	493,2	0,02
Taxa de transferência de calor no condensador (kW)	514,3	514,5	0,04
Taxa de transferência de calor no trocador de calor (kW)	66,7	66,99	0,30
Coeficiente de Performance COP	0,815	0,818	0,37
Concentração da solução x_1	0,5322	0,5357	0,65
Concentração da solução x_2	0,6711	0,6756	0,67
Pressão de baixa P_1 (kPa)	0,8136	0,8136	0
Pressão de alta P_2 (kPa)	4,246	4,246	0

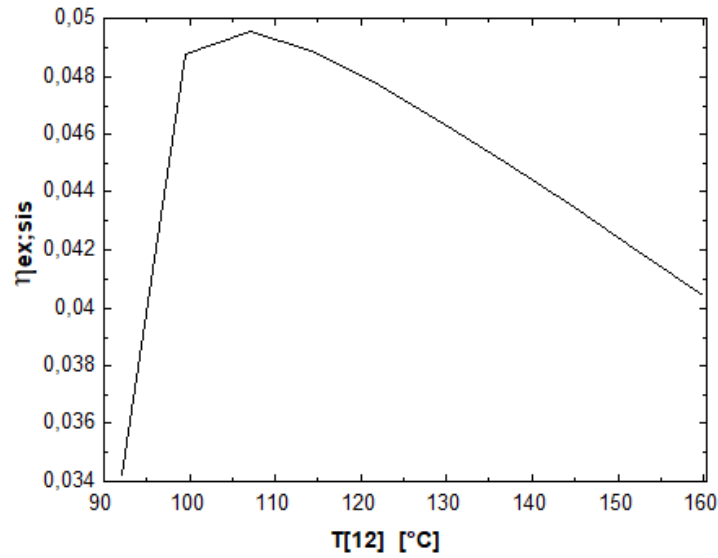
Fonte: Autor (2022)

A comparação demonstra que o modelo desenvolvido é capaz de fornecer resultados satisfatórios com o desvio máximo de até 0,67%.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise da eficiência exergética é uma ferramenta valiosa na engenharia, pois leva em consideração a qualidade da energia. Çengel e Boles (2013) classificam exergia sendo o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado e considerando seu ambiente. No presente trabalho o sol é um reservatório térmico fornecendo calor a temperatura constante, ou seja, a exergia dessa fonte sob a forma de calor é a máxima quantidade possível de trabalho que pode ser extraído.

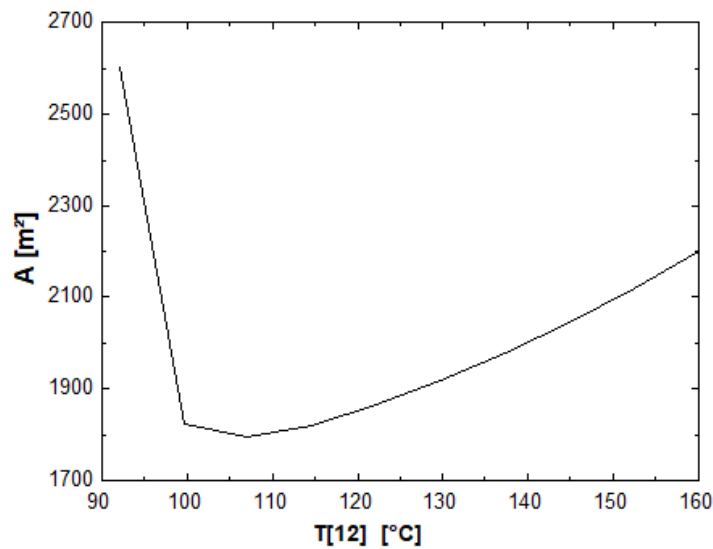
Figura 4 - Eficiência exergética do sistema x Temperatura de saída do coletor



Fonte: Autor (2022)

A figura 4 mostra como a eficiência exergética do sistema muda ao variar a temperatura de saída do coletor. Observa-se que o aumento significativo da temperatura não necessariamente leva a uma maior eficiência. Existe um ponto de temperatura que leva a máxima eficiência, de modo a cair seu valor conforme a temperatura é constantemente elevada.

Figura 5- Área de coletores x Temperatura de saída do coletor

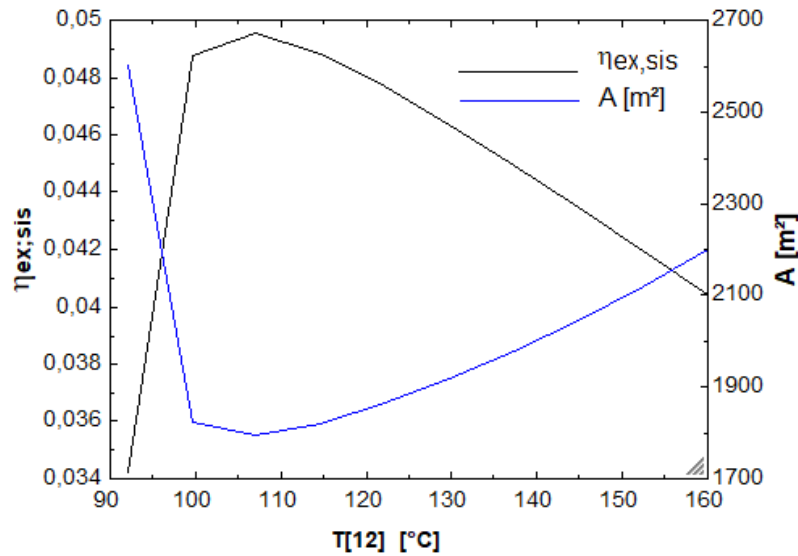


Fonte: Autor (2022)

A figura 5 mostra como a área de coletores se comporta com o aumento da temperatura de saída do coletor. Verifica-se um comportamento similar a figura 4, mas de forma reversa, onde a área de coletores tem seu valor mínimo conforme a temperatura de saída do coletor se eleva. Isto é, existe um ponto de ótima temperatura para que seja alcançada a menor área de coletores de tubo evacuado possível.

A partir disso, é possível admitir, já demonstrado por Bellos, Tzivanidis e Antonopoulos (2016), que o ponto de ótima temperatura para máxima eficiência exergética é o mesmo ponto de ótima temperatura para a menor área de coletores. Pode-se admitir então que maximizar a eficiência exergética do sistema leva a menor área de coletores. O ponto de ótima temperatura obtido em $T[12]$ foi de $105,6^{\circ}\text{C}$, enquanto a eficiência exergética e área dos coletores foram, respectivamente, $4,96\%$ e 1794 m^2 . É válido lembrar que a temperatura de evaporação ($T[10]$) escolhida neste caso foi de 5°C .

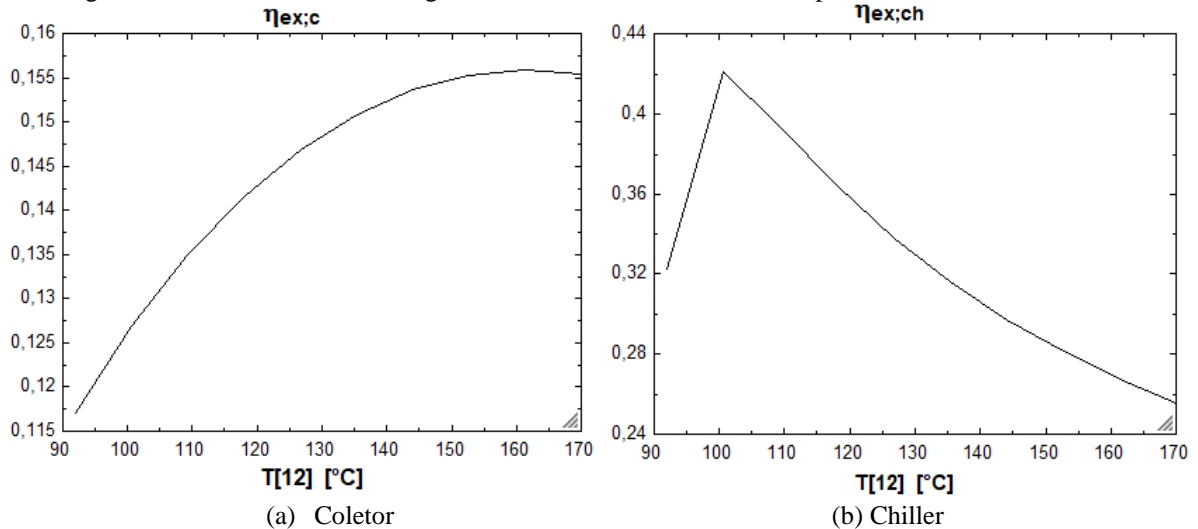
Figura 6 - Eficiência exergética do sistema x Temperatura de saída do coletor x Área de coletores



Fonte: Autor (2022)

As figuras 7a e 7b mostram que, ao se maximizar a eficiência exergética do coletor e do chiller separadamente atinge-se, respectivamente, o ponto ótimo em $161,9^{\circ}\text{C}$ e $98,5^{\circ}\text{C}$, sendo diferente da temperatura ótima do sistema como visto na figura 4.

Figuras 7a e 7b – Eficiências exergéticas do coletor e do chiller x Temperatura de saída do coletor



Fonte: Autor (2022)

Fica evidente pela tabela 5 que um COP maior não necessariamente leva a um melhor desempenho do sistema, sendo preciso observar outros fatores conjuntamente, como temperatura de saída do coletor e eficiência térmica do coletor. A tabela apresenta três cenários, a temperatura ótima de operação do coletor, do chiller e do sistema chiller-coletor. Utilizando uma temperatura mais alta, como a do coletor (161,9°C), a eficiência térmica do coletor diminui, indicando o aumento da área de coletores para manter a demanda de calor no gerador, acarretando na diminuição do COPsis.

Tabela 5 – Dados de saída para diferentes níveis de temperatura do coletor

Cenário	T[12] (°C)	A_{col} (m²)	η_{col} (%)	\dot{Q}_g (kW)	COP	COPsis
Coletor	161,9	2219	48,71	888,2	0,8510	0,4145
Chiller	98,5	1841	65,62	992,5	0,7616	0,4998
Sistema	105,6	1794	63,71	938,9	0,8051	0,5129

Fonte: Autor (2022)

Como salientado anteriormente, as análises até o momento consideraram o chiller operando com $T_e = 5^\circ\text{C}$. A tabela 6 mostra como os dados de saída do sistema se comportam para diferentes níveis de temperatura de evaporação. A princípio, observa-se que elevar a temperatura do evaporador reduz os valores de eficiência exergética do chiller e do sistema.

Tabela 6 – Dados de saída para diferentes níveis de temperatura de evaporação

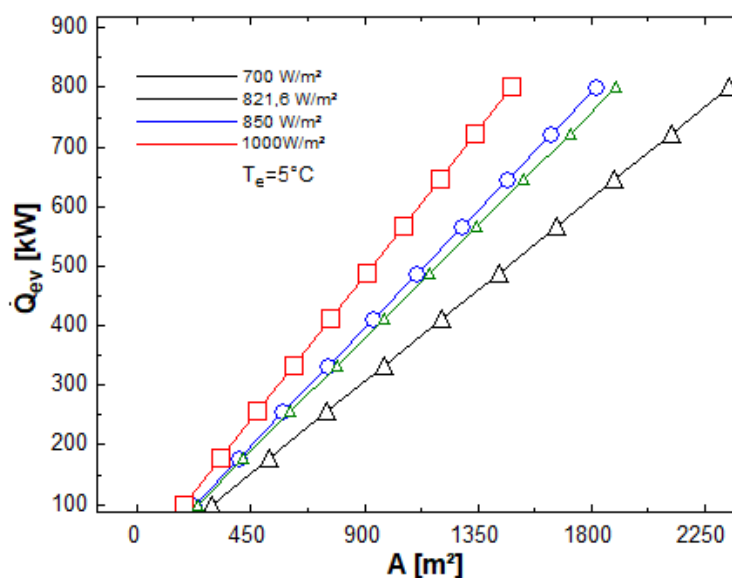
T_e (°C)	T[12] (°C)	A (m²)	$\eta_{ex, sis}$ (%)	$\eta_{ex, ch}$ (%)	COP
5	105,6	1794	4,96	40,67	0,8051
7,5	101,6	1747	4,54	38,59	0,8133
10	97,71	1701	4,11	36,31	0,8221

Fonte: Autor (2022)

A análise fria destes parâmetros leva a crer que seja razoável operar com menor temperatura de evaporação. Torna-se necessário ressaltar que uma temperatura de evaporação maior é mais fácil de ser alcançada, ou seja, é preciso uma quantidade de energia térmica menor no coletor para que o processo seja completado. Isso é evidenciado ao verificar os dados do COP, área de coletores e temperatura ótima do coletor, onde uma quantidade menor de calor a uma taxa de refrigeração constante leva a um COP maior, uma temperatura menor do coletor e uma área menor de coletores para captar o calor. Ao dobrar a temperatura de operação do evaporador, observa-se uma queda significativa na área de coletores, passando de 1794m² para 1701m², obtendo-se uma diferença de 93m² (5,2%). Valor a ser considerado, pois o dimensionamento incorreto pode acarretar em custos desnecessários.

É apresentado na figura 8 a quantidade de coletores necessários para acionar diferentes taxas de refrigeração para vários níveis de irradiância. Para todas irradiâncias, quanto maior a demanda por refrigeração, maior será o número de coletores. Nota-se também uma menor área de coletores para valores de irradiância maiores.

Figura 8 - Taxas de resfriamento x Área dos coletores para diferentes níveis de radiação



Fonte: Autor (2022)

Na tabela 7 são mostrados os dados de saída utilizados para o balanço de massa e energia da simulação (EES), onde h é a entalpia específica, \dot{m} é o fluxo de massa, T é a temperatura, P é a pressão, x é a concentração.

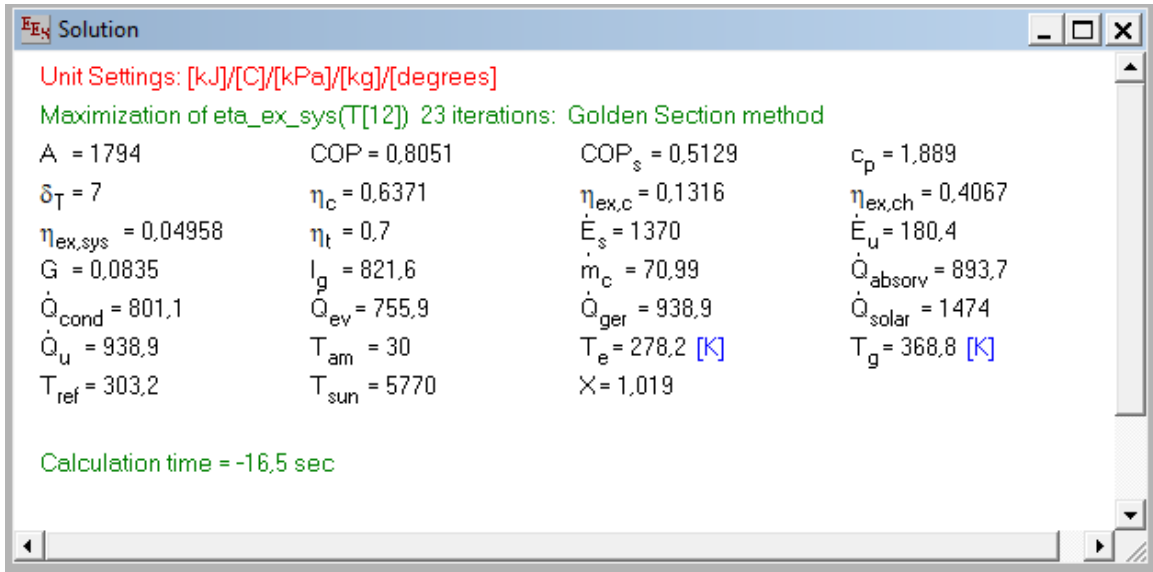
Tabela 7 – Dados calculados na modelagem

Estado	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (°C)	\dot{m} (kg/s)	x (%)	Título
1	107,2	7,381	40	3,19	58,31	
2	107,2	7,381	40	3,19	58,31	
3	193,7	7,381	83,75	3,19	58,31	
4	244,7	7,381	95,6	2,868	64,87	
5	148,4	7,381	41,92	2,868	64,87	
6	148,4	0,8726	41,92	2,868	64,87	
7	2650	7,381	80,28	0,3227		
8	167,5	7,381	40	0,3227		
9	167,5	0,8726		0,3227		0,05886
10	2510	0,8726	5	0,3227		
11			98,6			
12			105,6			

Fonte: Autor (2022)

A figura 9 mostra todos os resultados obtidos na simulação feita no software EES

Figura 9 - Taxas de resfriamento x Área dos coletores para diferentes níveis de radiação



Fonte: Autor (2022)

7. CONCLUSÕES

Por meio da modelagem e simulação, o presente trabalho realizou um estudo termodinâmico um chiller de efeito simples que operasse com coletores de tubo evacuado e atendesse a demanda de refrigeração da Biblioteca Central da Universidade Federal da Grande Dourados. É possível afirmar que o objetivo do estudo foi concluído de maneira satisfatória.

Observou-se que é possível obter um ponto ótimo de temperatura no coletor, o qual corresponde a máxima eficiência exergética e a menor área de coletores obtida. Isto significa que ao maximizar a eficiência, encontra-se a área mínima de coletores de tubo evacuado.

Operando de maneira exergética ótima, o estudo demonstra a necessidade de uma taxa de calor no gerador de 938,9kW, com um COP avaliado em 0,8051. A área de coletores necessária para atender o fornecimento de calor no gerador foi de 1794 m², valor obtido a uma temperatura ideal de 105,6°C na saída do coletor. Observa-se também que a área específica de coletores foi de 2,37m²/kW, estando de acordo com CABRERA et al., 2013, que em seu estudo sugere que chillers de absorção de efeito simples operam com uma faixa de coletores de 0-3 m²/kW.

É necessário um dimensionamento correto da temperatura do evaporador, pois a escolha equivocada pode aumentar a demanda de calor no gerador, levando a custos significativos desnecessários com coletores. Entretanto, por mais que a quantidade de coletores seja elevada

e por vezes inviável economicamente e geograficamente, isso não impede que novos estudos sejam feitos.

Sugere-se, para um próximo trabalho, analisar outras fontes de calor operando simultaneamente ou que operem em horários específicos, permitindo a redução da demanda de calor no gerador. É possível estudar a utilização do calor rejeitado pelo condensador. Assim como outros sistemas conjuntamente, é relevante realizar uma análise de viabilidade econômica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATLAS Solarimétrico do Brasil (2000). Disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/publicacoes/download/Atlas_Solarimetrico_do_Brasil_2000.pdf>. Acesso em: 28 de jan. de 2022.

EPE (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA). (2018). Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: perspectivas e contribuição para o avanço em eficiência energética. Nota Técnica EPE 030/2018. Rio de Janeiro.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 7a ed. Brasil: McGraw-Hill, 2013.

BATAINEH, Khaled; TAAMNEH, Yazan. Review and recent improvements of solar sorption cooling systems. **Energy and Buildings**, v. 128, p. 22–37, 2016.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A. Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system. **Energy Conversion and Management**, v. 123, p. 453–461, 2016.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; ANTONOPOULOS, Kimon A. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. **Applied Thermal Engineering**, v. 102, p. 749–759, 2016.

BELLOS, Evangelos; TZIVANIDIS, Christos; PAVLOVIC, Sasa; *et al.* Thermodynamic investigation of LiCl-H₂O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 3, p. 75–87, 2017.

CABRERA, F.J.; FERNÁNDEZ-GARCÍA, A.; SILVA, R.M.P.; *et al.* Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 20, p. 103–118, 2013.

GONZÁLEZ-GIL, A.; IZQUIERDO, M.; MARCOS, J.D.; *et al.* Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide–water absorption prototype for solar air conditioning. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 16, p. 3358–3368, 2011.

Herold, E.K., Radermacher, R., Klein, A.S., 2016. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, second ed. CRC Press

INMETRO, Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Tabelas de Consumo / Eficiência Energética. 2017.** Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/condicionadores.asp>> Acesso em 05/11/2019.

IBRAHIM, Nasiru I.; AL-SULAIMAN, Fahad A.; ANI, Farid Nasir. A detailed parametric study of a solar driven double-effect absorption chiller under various solar radiation data. **Journal of Cleaner Production**, v. 251, p. 119750, 2020.

IBRAHIM, Nasiru I.; AL-SULAIMAN, Fahad A.; ANI, Farid Nasir. Solar absorption systems with integrated absorption energy storage—A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 82, p. 1602–1610, 2018.

KALOGIROU, Soteris A. Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, n. 3, p. 231–295, 2004.

Laboratório de Modelagem e Estudos de Recursos Renováveis de Energia. LABREN, c2022. **Médias do total diário da irradiação no plano inclinado para o estado de Mato Grosso do Sul.** Disponível em: <http://labren.ccst.inpe.br/atlas2_tables/MS_inc.html>. Acesso em: 28 de jan. de 2022.

STOECKER, J. G.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481p.

ANEXOS

ANEXO A – Abreviações

Nomenclatura

A_c – Área do Coletor (m^2)

C_p – Calor Específico ($kJ/kg.K$)

COP - Coeficiente de Performance

\dot{E} – Fluxo de Exergia (kW)

h – Entalpia (kJ/kg)

I_g – Irradiância (W/m^2)

\dot{m} – Fluxo de Massa (kg/s)

\dot{Q} – Fluxo de Energia Térmica (kW)

SCOP – Coeficiente de Performance Solar

x_1 – Concentração de massa da solução pouco concentrada em LiBr (%)

x_2 – Concentração de massa da solução concentrada em LiBr (%)

W_p – Trabalho específico da bomba (kJ/kg)

Símbolos Gregos

η – Eficiência (%)

Subscrito E Sobrescrito

a - Absorvedor

am – Ambiente

c – Condensador

col – Coletor

e – Evaporador

ex,ch – Exergia do Chiller

ex,col – Exergia do Coletor

ex, sis – Exergia do Sistema Chiller-Coletor

g – Gerador

u – Útil

s – Solar

t – Trocador de calor

ANEXO B – Modelagem feita no software EES

"Dados Iniciais"

"Temperaturas em °C"

T[1]=T_{am} +10

T[2]=T[1]

T[4]=T[12]-10

T[6]=T[5] "Consideração de valvula com expansão isoentalpica"

T[7]=T_{LIBR}('SI';P[3];x[3])

T[8]=T[1]

T[10]=5

"Pressões em kPa"

"Estados LiBr aquosos"

T[1]=T_{LIBR}('SI';P[1];x[1])

T[4]=T_{LIBR}('SI';P[2];x[4])

"Estados de água pura"

P[2]=PRESSURE(WATER;T=T[8];X=0)

P[1]=PRESSURE(STEAM;T=T[10];X=1)

P[3]=P[2]

P[4]=P[2]

P[5]=P[2]

P[6]=P[1]

P[7]=P[2]

P[8]=P[2]

P[9]=P[1]

P[10]=P[1]

"Concentração em %"

x[2]=x[1]

x[3]=x[1]

x[5]=x[4]

x[6]=x[4]

"Vazões massásicas em kg/s"

m_{dot}[2]=m_{dot}[1]

m_{dot}[3]=m_{dot}[1]

m_{dot}[5]=m_{dot}[4]

m_{dot}[6]=m_{dot}[4]

m_{dot}[8]=m_{dot}[7]

m_{dot}[9]=m_{dot}[7]

m_{dot}[10]=m_{dot}[7]

```
h[1]=H_LIBR('SI';T[1];x[1])
h[2]=h[1]
h[3]=H_LIBR('SI';T[3];x[3])
h[4]=H_LIBR('SI';T[4];x[4])
h[5]=H_LIBR('SI';T[5];x[5])
h[6]=h[5] "Valvula de expansão"
```

```
"Considerando estado de vapor saturado na entrada do condensador"
h[7]=ENTHALPY(STEAM;P=P[7];T=T[7])
```

```
"Considerando estado de liquido saturado na saida do condensador"
h[8]=ENTHALPY(Water;P=P[8];x=0)
h[8]=h[9] "Valvula de expansão"
h[9]=ENTHALPY(WATER;P=P[9];x=x[9])
```

```
"Considerando estado de vapor saturado na saida do evaporador"
h[10]=ENTHALPY(Water;T=T[10];x=1)
```

```
"Balanços de espécie química"
"Gerador"
m_dot[3]*x[3]=m_dot[4]*x[4]
m_dot[4]+m_dot[7]=m_dot[3]
```

```
{"Absorvedor"
m_dot[1]*x[1]= m_dot[6]*x[6]
m_dot[1]=m_dot[10]+m_dot[6]}
```

```
"Balanços de energia"
```

```
"Gerador"
m_dot[3]*h[3]+m_dot_c*c_p*(delta_T)= m_dot[7]*h[7]+m_dot[4]*h[4]
Q_dot_u=m_dot_c*c_p*(delta_T)
Q_dot_ger=m_dot[7]*h[7]+m_dot[4]*h[4]-m_dot[3]*h[3]
```

```
"condensador"
Q_dot_cond=m_dot[7]*(h[7]-h[8])
```

```
"Evaporador"
m_dot[9]*(h[10]-h[9])= Q_dot_ev
Q_dot_ev=755,9
```

```
"Absorvedor"
m_dot[10]*h[10]+m_dot[6]*h[6] - m_dot[1]*h[1] = Q_dot_absorv
```

```
"COP"
COP=Q_dot_ev/Q_dot_ger
```

```
"Efetividade e Eficiência do Trocador de calor"
```

```
m_dot[4]*(h[4]-h[5])=m_dot[2]*(h[3]-h[2])
eta_t=(h[4]-h[5])/(h[4]-h[2])
eta_t=0,70
```

```
"Coletor de Tubo Evacuado"
```

```
Q_dot_u=A*(l_g/1000)*eta_c
l_g=821,6
c_p=CP(H2O;T=T[12])
```


$\eta_c = 0,82 - (2,19 * G)$
 $T_{am} = 30$
 $T[11] = T[12] - 7$
 $\Delta T = T[12] - T[11]$
 $Q_{dot_solar} = A * (I_g / 1000)$
 $((T[11] - T_{am}) / I_g) = G$

"Eficiência Exergética do Coletor"

$E_{dot_u} = Q_{dot_u} - (m_{dot_c} * C_p * T_{ref} * \ln(X))$
 $E_{dot_s} = Q_{dot_solar} * (1 - ((4/3) * (T_{ref} / T_{sun})) + ((1/3) * ((T_{ref} / T_{sun})^4)))$
 $T_{ref} = T_{am} + 273,15$
 $X = (T[12] + 273,15) / (T[11] + 273,15)$
 $T_{sun} = 5770$
 $\eta_{ex_c} = E_{dot_u} / E_{dot_s}$

"Eficiência Exergética do Chiller"

$T_e = T[10] + 273,15$
 $T_g = T[4] + 273,15$
 $\eta_{ex_ch} = (-Q_{dot_ev} * (1 - (T_{ref} / T_e))) / (Q_{dot_u} * (1 - (T_{ref} / T_g)))$

"Eficiência Exergética do Sistema"

$\eta_{ex_sys} = (-Q_{dot_ev} * (1 - (T_{ref} / T_e))) / E_{dot_s}$

"COP Solar"

$COP_s = Q_{dot_ev} / ((I_g / 1000) * A)$