

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

AVALIAÇÃO TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR
POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO (H₂O - LiBr) PARA UMA APLICAÇÃO
AGROINDUSTRIAL NO RIO GRANDE DO SUL

por

Lucas Della Mea Soares

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Soares, Lucas

AVALIAÇÃO TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO (H₂O - LiBr) PARA UMA APLICAÇÃO AGROINDUSTRIAL NO RIO GRANDE DO SUL / Lucas Soares. -- 2019.

26 f.

Orientadora: Leticia Jenisch Rodrigues.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2019.

1. Refrigeração por absorção. 2. Energia Solar. 3. TRNSYS. 4. Estocagem de morangos. I. Jenisch Rodrigues, Leticia, orient. II. Título.

Lucas Della Mea Soares

AVALIAÇÃO TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR
POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO (H₂O - LiBr) PARA UMA APLICAÇÃO
AGROINDUSTRIAL NO RIO GRANDE DO SUL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Profa. Dra. Letícia Jenisch Rodrigues

Orientador: Prof. Dr. Andrés Armando Mendiburu Zevallos

Comissão de Avaliação:

Me. Bruno Polydoro Cascaes

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, dezembro de 2019

AGRADECIMENTOS

A toda minha família.

Em especial à minha mãe Cláudia por sempre acreditar em mim.

Às minhas avós Beatriz e Olinda por todo o amor e devoção.

Aos meus dindos Roselene e Humberto pelo amor e por todo o apoio.

À minha tia Zelinda por todo o amor e pelo suporte dado aos meus estudos.

Aos meus irmãos Ana Carolina e Jeronymo pelo amor e por sempre estarem ao meu lado.

Aos meus primos Gabriela e Guilherme por serem irmãos de coração.

À Profa. Letícia por sua dedicação orientando este trabalho.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha mãe Cláudia por ser fonte inesgotável de amor.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2019

AVALIAÇÃO TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR POR ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO (H₂O - LiBr) PARA UMA APLICAÇÃO AGROINDUSTRIAL NO RIO GRANDE DO SUL

Lucas Della Mea Soares

Resumo. A energia solar apresenta-se como alternativa para diminuir a dependência de fontes não renováveis de energia. O presente trabalho busca avaliar técnica e economicamente um sistema de refrigeração solar utilizando um ciclo de duplo efeito de absorção (H₂O – LiBr) com 150 kW de capacidade nominal. A fonte de calor do gerador-absorvedor é água aquecida através de diferentes tecnologias de coletores solares térmicos: tubo evacuado (ETC) e parabólico (PTC). O sistema, simulado no software TRNSYS®, mantém uma sala de 334,4 m³, situada na cidade de Porto Alegre, a uma temperatura constante de 0 °C. Nessa câmara fria estoca-se morangos para futura distribuição na cidade e sua região metropolitana. Os resultados apontam que a configuração utilizando ETC obtém uma melhor eficiência de coletor e uma maior fração solar ao longo do ano. A análise econômica mostra que em todos os casos há economia ao final do financiamento utilizando ETC, o que não ocorre utilizando PTC. Conclui-se que a melhor opção avaliada é a configuração utilizando ETC com área de coletor de 100 m², pois essa além de suprir a demanda térmica apresenta a maior economia o final do período de análise e possui o menor valor necessário de investimento.

Palavras-chave: refrigeração por absorção, energia solar, TRNSYS, estocagem de morangos

Abstract. The solar energy presents itself as an alternative to reduce the non-renewable energy sources dependency. The present work seeks to evaluate technically and economically a refrigerating solar system using a double effect absorption system (H₂O - LiBr) with a 150 kW nominal capacity. The generator-absorber heat source is water heated by different solar thermal collector technologies: evacuated tube (ETC) and parabolic (PTC). The system, simulated on TRNSYS® software, keeps a 334.4 m³ room, situated in Porto Alegre, at 0 °C. Strawberries are stocked in this cold chamber for future distribution to municipal and metropolitan regions. The results point to a better collector efficiency and a higher solar fraction through the year while using the ETC configuration. The economic analysis shows that for all cases while using ETC, economy at the end of the financing is achieved, which is not the case for PTC. The work concluded that the best evaluated option is that of an ETC configuration with a 100 m² collector area, for that besides supplying the thermal demand, it shows the highest economy at the end of the analyzed period and the lowest necessity of investment.

Keywords: absorption refrigeration, solar energy, TRNSYS, strawberry storage

1. INTRODUÇÃO

A constante industrialização das nações e a contínua busca por crescimento econômico global dependem diretamente da abundância de recursos naturais usados como fontes de energia (MCGEE; GREINER, 2019). Do consumo energético total em 2014, o equivalente a 78,3% foi suprido por fontes não renováveis como carvão, gás natural e óleo (GE et al., 2018). Além disso, ao longo dos anos, o uso contínuo destas fontes já liberou grandes quantidades de gases de efeito estufa na atmosfera. Consequentemente, vem se observando uma mudança climática inegável no planeta (REZAIE; ROSEN, 2012). Em contrapartida, as fontes de energia renováveis são uma opção à diminuição da emissão desses gases. Ou seja, as matrizes energéticas podem ser diversificadas de forma a se obter o suprimento global de energia necessário, com a garantia da proteção ao ambiente (XU et al., 2019).

Um dos motivos de estudar formas de se utilizar a energia solar deve-se ao fato de que esta fonte é inesgotável. Além disso, as tecnologias que utilizam como fonte de energia o Sol não emitem gases de efeito estufa durante a sua operação. Dessa forma, a utilização de tais tecnologias para aplicações de aquecimento e de resfriamento, mostram-se como uma alternativa atraente. A quantidade de energia solar recebida, por unidade de área, é denominada irradiação solar (expressa em MJ/m^2 ou kWh/m^2), sendo entendida como o recurso solar de um determinado local (PEREIRA et al., 2017).

É notável que quanto maior for o recurso solar em uma região, maior será a disponibilidade de energia radiante que pode ser utilizada como fonte de calor. Essa característica também contribui para uma maior demanda por sistemas de climatização e refrigeração (GE et al., 2018). Sistemas de climatização, que utilizam como fonte quente a energia solar, apresentam-se como alternativas para diminuir a dependência de fontes não renováveis, suprimindo tal demanda.

Nesse sentido, o objetivo principal desse trabalho foi realizar uma análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração solar por absorção de duplo efeito que utiliza como par refrigerante e absorvente, água (H_2O) e brometo de lítio (LiBr), respectivamente. Um ciclo de refrigeração por absorção, utilizando energia solar térmica como fonte quente, é uma opção promissora; uma vez que este tipo de ciclo necessita de uma fonte de calor, a qual pode ser suprida por calor residual de outros processos ou pela utilização de coletores solares térmicos (AL-TAHAINEH; FRIHAT; AL-RASHDAN, 2013).

2. OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é avaliar técnica e economicamente um sistema de refrigeração solar utilizando um ciclo de duplo efeito de absorção no qual a fonte de calor do gerador-absorvedor é água aquecida através de diferentes tecnologias de coletores solares térmicos: tubo evacuado (ETC) e parabólico (PTC). Esse sistema térmico, simulado no software TRNSYS®, deve manter uma câmara fria de $334,4 \text{ m}^3$, situada na cidade de Porto Alegre, a uma temperatura constante de $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ao longo do ano, permitindo, assim, a estocagem de morangos.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Kumar e Devotta (1985) realizaram a análise de um sistema de refrigeração solar por absorção, no qual o gerador utilizava temperaturas da ordem de $75 \text{ }^\circ\text{C}$ para funcionar. Um coletor solar de placa plana foi utilizado para aquecer água que era utilizada no gerador do sistema. Os autores estudaram o impacto da variação do fluxo de água frente à área de coletores necessária para suprir o sistema com a temperatura do processo. Observaram que em um ciclo fechado com uma dada área de coletor operava por mais tempo quando uma razão de fluxo relativamente alta era utilizada.

Beyer (1988) propôs e construiu um sistema capaz de produzir gelo com energia solar. A produção do gelo era realizada por meio de um sistema de refrigeração por absorção, no qual a fonte de calor era água aquecida a partir da energia solar. Os resultados demonstraram que o projeto experimental proposto satisfazia a necessidade de produção de gelo projetada.

Uma revisão sobre o estado da arte de diferentes tecnologias disponíveis de refrigeração, utilizando a energia solar, foi realizada por Kim e Ferreira (2008). Realizou-se um estudo sobre uma variedade de tecnologias de refrigeração solar, e essas foram ranqueadas de acordo com suas eficiências e custo de investimento por kWh de refrigeração.

Otanicar et al. (2012) conduziram um estudo técnico e econômico comparando diferentes tecnologias de refrigeração solar, tanto térmicas quanto fotoelétricas. Foram comparados os custos iniciais para cada tecnologia, seguidos de uma projeção dos custos futuros para cada sistema e, por fim, foram realizadas estimativas dos impactos ambientais que cada tecnologia estudada teria ao longo do seu funcionamento. Os resultados apontaram que, em um período de 20 anos, os custos das tecnologias térmicas se depreciavam consideravelmente menos que os das tecnologias fotoelétricas devido ao seu custo de captação e armazenagem de energia serem mais estáveis.

Lazzarin e Noro (2018) realizaram um estudo técnico e econômico sobre como as tecnologias de refrigeração solar se desenvolveram no passado, operam no presente, e propuseram uma previsão de como elas se desenvolverão no próximo meio século. Em suas conclusões, destacaram que no presente os custos de refrigeração utilizando energia solar fotovoltaica são mais favoráveis, devido ao baixo custo dos módulos fotovoltaicos. Porém, segundo suas projeções, os custos dos coletores solares térmicos tendem a diminuir no futuro, a um ponto de se tornarem sistemas térmicos de refrigeração economicamente competitivos.

Assim et al. (2016) simularam computacionalmente, através do *software* TRNSYS®, um sistema de refrigeração solar por absorção de simples efeito otimizado para uma aplicação residencial. No estudo, o resfriador por absorção possuía uma potência de refrigeração de 1 TR e utilizava água aquecida por um coletor solar de tubo evacuado (ETC). Observaram que, com um tanque de armazenamento quente de 2 m³ e uma área de coletor de 12 m², era possível manter uma sala, em uma típica residência do Paquistão, a 26 °C durante o verão, onde a temperatura máxima média no verão é de aproximadamente 35 °C.

Um estudo sobre sistemas de aquecimento e resfriamento por absorção de simples, duplo e triplo efeito foi conduzido por Shirazi et al. (2016). O *software* TRNSYS® foi utilizado para realizar as simulações. Seus resultados sugeriram que sistemas por absorção de simples e duplo efeito, utilizando com fonte de calor água aquecida por coletor solar de tubo evacuado (ETC), requeriam menor área de coletor do que sistemas que utilizavam coletor solar parabólico (PTC) ou coletor solar linear Fresnel. Além disso, era indicado que um sistema de duplo efeito de absorção, tendo como fonte de calor água aquecida por coletor solar de tubo evacuado (ETC), possuía melhor performance econômica e térmica.

Cascetta et al. (2018) realizaram a análise da performance de um sistema de refrigeração solar por absorção de duplo efeito para uma aplicação agroindustrial na região de Naples, na Itália. O objetivo da simulação computacional, realizada no *software* TRNSYS®, era garantir que uma sala de 334,4 m³ fosse mantida a uma temperatura constante de 10 °C. Para tanto, foi proposto um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito (H₂O - LiBr), com uma capacidade nominal de 150 kW e um COP nominal de 1,15, auxiliado por uma caldeira auxiliar de 50 kW e um tanque de armazenamento frio de 5 m³. Dois tipos diferentes de coletores solares foram estudados: ETC e PTC. Os resultados obtidos apontaram que durante o verão o PTC era mais eficiente que o ETC, pois as altas temperaturas permitiam que a caldeira auxiliar não fosse necessária. Durante o inverno o ETC era mais eficiente que o PTC, devido a uma maior fração solar e a uma maior economia primária de energia.

Buonomo et al. (2018) estudaram a aplicação de nanofluidos em sistemas de refrigeração solar por absorção. A intenção era avaliar como o coeficiente convectivo do fluido, que seria aquecido

pelo coletor solar, poderia ser melhorado através da utilização de 3 a 6% de óxido de alumínio (Al_2O_3) na sua composição. As simulações foram realizadas, no *software* TRNSYS®, para uma região ao Sul da Itália. O sistema de refrigeração por duplo efeito possuía capacidade nominal de 15 kW e um COP nominal de 0,71. No estudo foram utilizados coletores solares de tubo evacuado (ETC) com uma área total de 2,36 m². O sistema utilizava um tanque de armazenamento a quente de 5 m³ e um tanque de armazenamento a frio de 2 m³. Os resultados apontaram que, durante todo o período analisado a aplicação de nanofluidos, com concentração de 6% de Al_2O_3 , apresentam maior fração solar e maior economia primária de energia.

4. CONTEXTUALIZAÇÃO E CONCEITOS BÁSICOS

4.1 Coletores Solares

O coletor é o equipamento de um sistema de aquecimento de fluidos que é responsável por converter a energia solar radiante em energia térmica. Os coletores são classificados de acordo com a sua geometria, sendo separados em duas categorias: coletores planos e coletores concentradores. Os coletores planos são construídos com um absorvedor de placa plana ou com tubos evacuados. Os coletores concentradores fazem uso de espelhos ou lentes (refletor), com o objetivo de concentrar a luz solar sobre o elemento absorvedor (receptor).

O material do absorvedor/receptor deve possuir alta absortividade, no espectro de emissão solar, e baixa emissividade, na faixa de temperaturas que o absorvedor/receptor possa alcançar durante a sua operação. Sua função é permitir que a maior parte da radiação solar incidente seja absorvida, e que apenas uma pequena parte seja refletida ao ambiente externo. A equação geral para calcular a eficiência térmica de coletores solares em condições de regime permanente é a Equação de Hottel-Whilier (DUFFIE; BECKMAN, 2013) dada por

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_U dt}{A_C \int G_T dt} = \frac{Q_U}{A_C I_T} = \frac{\dot{m} c_p (T_{cs_out} - T_{cs_in})}{A_C I_T} \quad (1)$$

na qual η é a eficiência do coletor solar, T_{cs_in} é a temperatura do fluido na entrada no coletor e T_{cs_out} é a temperatura do fluido na saída do coletor, ambas em °C.

É importante salientar que sistemas de aquecimento solar não são dimensionados para suprir totalmente a demanda energética, ou seja, sendo a única fonte de energia. Fatores como a flutuação de demanda energética e a imprevisibilidade de se estimar as condições climáticas, obriga que o sistema a possuir uma fonte auxiliar de energia. A soma da energia fornecida pela fonte solar com a energia fornecida pela fonte auxiliar de energia deve suprir a quantidade de energia necessária para garantir que a temperatura desejada no fluido de trabalho seja alcançada. Segundo Duffie e Beckman (2013), a fração solar, FS , adimensional, é a razão entre a energia fornecida pela fonte solar e a energia total necessária pelo sistema e é dada por

$$FS = \frac{\int \dot{Q}_U dt}{\int \dot{Q}_U dt + \int \dot{Q}_{aux} dt} \quad (2)$$

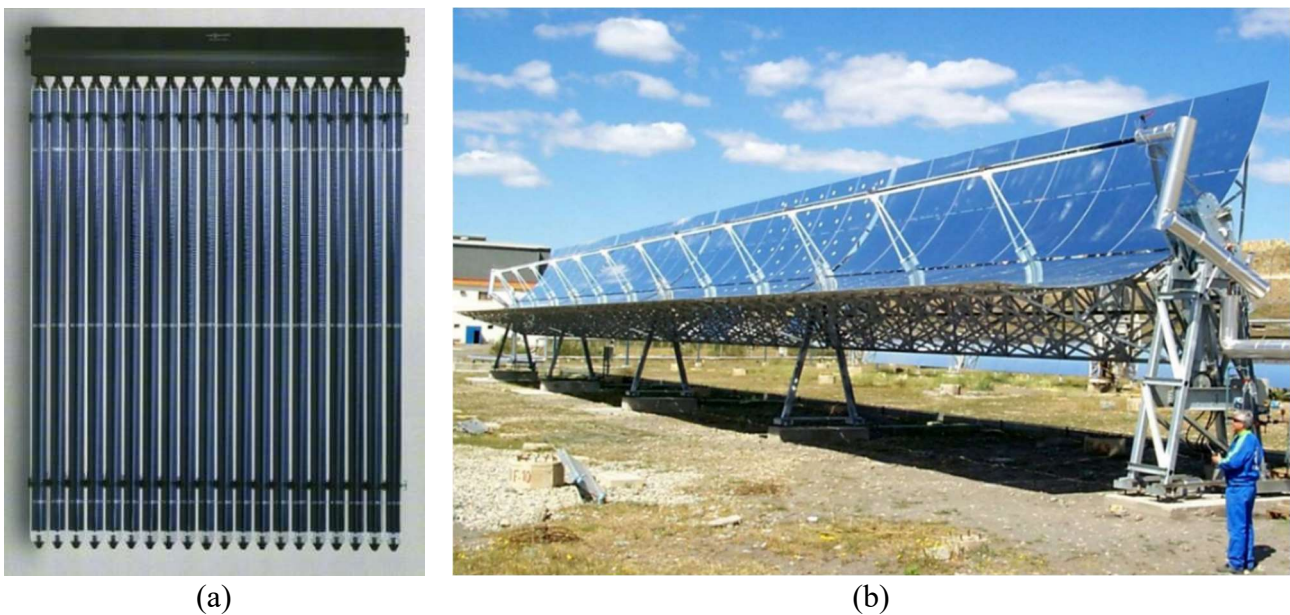
4.1.1 Coletor Solar de Tubo Evacuado (ETC)

Um tubo evacuado é constituído por dois cilindros de vidro concêntricos, que são unidos nas suas extremidades, cujo espaço entre eles é evacuado, Figura 1(a). Na superfície externa do tubo interno é posicionada uma superfície absorvedora. Sua localização, neste ambiente praticamente evacuado, é justificada por minimizar as perdas de calor devido à convecção e à condução com o meio externo.

4.1.2 Coletor Solar Concentrador Parabólico (PTC)

O coletor solar concentrador parabólico concentra a radiação solar incidente em uma linha focal, Figura 1(b). Um tubo evacuado é utilizado neste tipo de coletor pelo mesmo motivo apresentado anteriormente. Pelas propriedades ópticas do refletor parabólico a linha focal é fixa, e isso exige que a radiação solar incidente no refletor também seja fixa quanto à sua direção. Conseqüentemente, para otimizar a eficiência do coletor, deve haver um sistema de rastreamento da radiação solar com um grau de liberdade. Via de regra, o eixo desse tipo de coletor é orientado do sentido Norte-Sul, de maneira que o rastreamento é feito de Leste para Oeste.

Figura 1 – Coletores solares do tipo: (a) tubo evacuado; (b) concentrador parabólico. (Kalogirou, 2014)

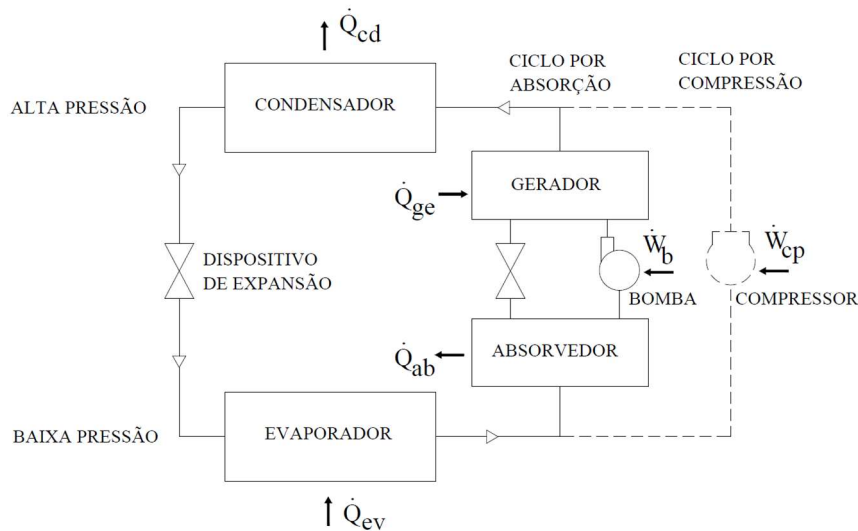


4.2 Ciclos de Refrigeração por Compressão de Vapor e por Absorção

O maior benefício de um ciclo de refrigeração por absorção é que a energia necessária, para bombear o fluido de uma baixa pressão no absorvedor até a alta pressão no gerador, é consideravelmente pequena quando comparada à energia necessária para realizar o trabalho que executa a mesma tarefa em um ciclo de refrigeração por compressão. Tal fato, torna um sistema de refrigeração por absorção interessante para sistemas de cogeração, que podem utilizar calor residual de processos térmicos ou energia solar como fonte de calor. Ambos os ciclos operam com condensador, válvula de expansão e evaporador; funcionando com vapor em baixa pressão no evaporador e sendo entregue em alta pressão ao condensador.

Em um sistema de refrigeração por absorção, o vapor em baixa pressão é absorvido em um líquido absorvente. Em um processo similar ao de condensação, é realizada a conversão do vapor em líquido, onde há rejeição de calor durante o processo, \dot{Q}_{ab} , em W. Após, uma bomba é responsável por elevar a pressão do líquido, levando-o ao gerador onde ocorre a liberação de vapor do líquido absorvente, através da adição de calor no gerador, \dot{Q}_{ge} , em W. Tal fonte de calor é suprida pela água aquecida por coletores solares. Em um sistema clássico de refrigeração por compressão utiliza-se um compressor que consome energia elétrica para se obter o mesmo resultado. A comparação entre os dois ciclos de refrigeração é apresentada na Figura 2.

Figura 2 – Comparação entre os ciclos de refrigeração por compressão e absorção. Adaptado de (Carvalho, 2007)



4.3 Ciclo de Refrigeração por Absorção de Duplo Efeito (H₂O - LiBr)

O brometo de lítio (LiBr) é um sal higroscópico, ou seja, possui alta capacidade de absorver vapor da água. Carvalho (2007) realizou uma detalhada explicação do funcionamento de um ciclo de refrigeração de duplo efeito com par refrigerante-absorvente água-brometo de lítio (H₂O – LiBr). O ciclo de refrigeração de duplo efeito trabalha nos seguintes níveis de pressões: alta pressão (em torno de 100 kPa) no gerador de alta temperatura, pressão intermediária (em torno de 10 kPa) no sistema condensador-gerador de baixa temperatura, e em baixa pressão no sistema absorvedor-evaporador (em torno de 1 kPa).

As diferenças de um ciclo de duplo efeito para um ciclo de simples efeito são a presença de um estado de concentração intermediário da solução e a incorporação de um segundo gerador. O gerador de alta temperatura, com solução em concentração intermediária, fornece vapor da água em alta pressão que aquece o gerador de baixa temperatura, com solução em alta concentração.

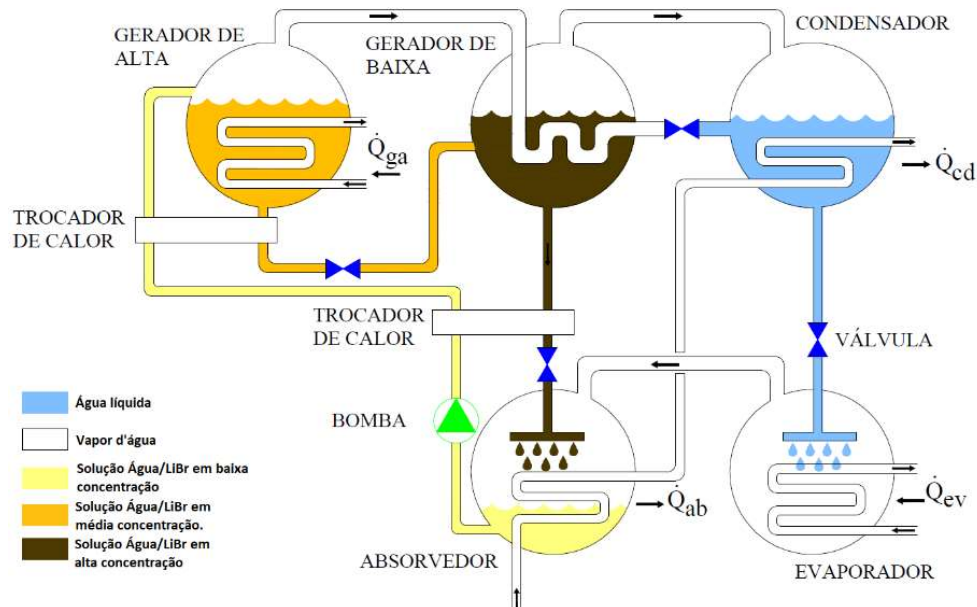
O *chiller* possui os seguintes componentes: absorvedor, bomba, trocador de calor, gerador de alta temperatura, gerador de baixa temperatura, condensador, válvula de expansão e evaporador. Trocadores de calor estão presentes no absorvedor e no condensador, podendo operar com correntes do fluido de resfriamento em série ou em paralelo. A Figura 3 mostra uma representação do ciclo de refrigeração por duplo efeito com resfriamento do absorvedor e condensador em série.

O fluido refrigerante, H₂O, sai do evaporador em estado de vapor à baixa pressão e é absorvido, no absorvedor, por uma solução de H₂O - LiBr, levando a solução a um estado de baixa concentração. Na sequência, ocorre uma reação exotérmica durante o fenômeno de absorção do vapor d'água na solução. A seguir, em um processo adiabático, a absorção seria eventualmente interrompida pelo fato do aumento constante da temperatura da solução. Visando que isso não aconteça, é fundamental a presença de um trocador de calor para resfriamento do absorvedor, buscando rejeitar calor ao meio externo.

Após, a bomba leva a solução, em baixa concentração e baixa pressão, presente no absorvedor, ao gerador de alta temperatura, elevando a sua pressão. A água aquecida utilizando energia solar aquece a solução presente no gerador de alta temperatura tornando a água presente na solução em vapor e a levando a uma concentração intermediária. Este vapor e esta solução seguem até o gerador de baixa temperatura sendo novamente aquecidos e levando a solução a uma alta concentração.

Nesse estágio a solução em alta concentração é levada novamente ao absorvedor, a partir de um dispositivo responsável pela diminuição da sua pressão, visando o recomeço do processo de absorção.

Figura 3 – Representação do ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito. Adaptado de Carvalho (2007)



O fluido refrigerante é o vapor da água obtido no gerador de baixa temperatura. Este vai até o condensador onde há um novo processo de rejeição de calor, e tem como resultado água líquida, que passa por uma válvula de expansão, levando o líquido a uma baixa pressão. O resultado de refrigeração desejado é obtido quando o refrigerante, em baixa pressão, escoar sobre serpentinas do evaporador; sendo o calor latente da evaporação o responsável por tal efeito. Por fim, o vapor da água, em baixa pressão, que sai do evaporador é transportado até o absorvedor, reiniciando o ciclo de absorção. Um trocador de calor é posicionado entre o absorvedor e o gerador de alta temperatura. Sua função é aquecer a solução, em baixa concentração, vinda do absorvedor, que se dirige ao gerador de alta temperatura, e esfriar a solução, que retorna em alta concentração do gerador de baixa temperatura ao absorvedor.

4.4 Modelagem matemática do ciclo de refrigeração de absorção por duplo efeito

A modelagem do ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito é realizada segundo o manual matemático da biblioteca de componentes do TESS (*Thermal Energy Systems Specialists*) (THORNTON et al., 2014). É utilizada uma abordagem de pesquisa a dados normalizados de um catálogo que funciona como um banco de dados. Ao total, são consultados 3 catálogos de dados disponibilizados pelo *software*. A metodologia funciona recebendo um determinado dado de entrada e pesquisando dentro do catálogo qual o valor correspondente a ele. O valor encontrado é, então, utilizado nas equações, e os valores de saídas são calculados.

O primeiro catálogo possui valores de fração de capacidade total, f_{full} , em %, para o valor da temperatura de entrada de água quente, T_{hot_in} , em °C. Informando a qual fração da capacidade nominal o *chiller* opera devido à corrente de água aquecida. O segundo catálogo possui valores de frações de capacidade nominal, f_{nom} , em %, para o valor de temperaturas de água refrigerada, T_{ref} , °C, e para o valor de temperatura de água de resfriamento, T_{res} , em °C. Informando a qual fração da

capacidade nominal o *chiller* opera devido à temperatura desejada de refrigeração e a condição da corrente de água a ser resfriada na torre de resfriamento.

Para cada instante de simulação, a modelagem se inicia especificando a capacidade máxima do *chiller*, $\dot{Q}_{ref_{max}}$, que é a máxima potência de refrigeração, em W, que o dispositivo consegue prover à corrente de água refrigerada quando operando nas condições avaliadas

$$\dot{Q}_{ref_{max}} = f_{full} f_{nom} \dot{Q}_{ref_{pre}} \quad (3)$$

na qual $\dot{Q}_{ref_{pre}}$, em W, é a potência de refrigeração nominal predeterminada pelo usuário ao componente.

A partir do parâmetro predeterminado da temperatura desejada de saída da água refrigerada, $T_{ref_{set}}$, em °C, é calculada a quantidade total de energia que deve ser removida da corrente de água refrigerada, \dot{Q}_{ref} , em W,

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} C_{p_{ref}} (T_{ref_{in}} - T_{ref_{set}}) \quad (4)$$

na qual \dot{m}_{ref} é a vazão mássica, em kg/s, $C_{p_{ref}}$ é o calor específico da água, em J/kgK, e $T_{ref_{in}}$ é a temperatura de entrada da corrente de água refrigerada em °C.

O equipamento tenta atingir a temperatura de saída da água refrigerada desejada pelo usuário. Utilizando a quantidade total de energia que deve ser removida da corrente de água refrigerada. Porém, por limitações do equipamento, ela pode sair com uma temperatura maior que a desejada, pois a máxima potência de refrigeração não é suficiente para chegar a condição estipulada. Assim, a temperatura efetiva de saída da água refrigerada, $T_{ref_{out}}$, em °C, é calculada

$$T_{ref_{out}} = T_{ref_{in}} - \frac{MIN(\dot{Q}_{ref_{max}}, \dot{Q}_{ref})}{\dot{m}_{ref} C_{p_{ref}}} \quad (5)$$

O terceiro catálogo possui valores de frações de energia de projeto, f_{proj} , em %, para o valor de temperatura de água de resfriamento. Informando a fração de energia da corrente de água quente utilizada pelo processo. A quantidade total de energia entregue pela corrente de água quente ao sistema, \dot{Q}_{que} , em W, é calculada através de

$$\dot{Q}_{que} = \frac{\dot{Q}_{ref_{pre}}}{COP_{nom}} f_{proj} \quad (6)$$

na qual COP_{pre} é o coeficiente de performance nominal predeterminado pelo usuário. Então, a temperatura de saída da água quente, $T_{que_{out}}$, em °C, é dada por

$$T_{que_{out}} = T_{que_{in}} - \frac{\dot{Q}_{que}}{\dot{m}_{que} C_{p_{que}}} \quad (7)$$

na qual \dot{m}_{que} é a vazão mássica, em kg/s, $C_{p_{que}}$ é o calor específico da água, em J/kgK, e $T_{que_{in}}$ é a temperatura de entrada da corrente de água quente, em °C.

Por fim, é calculada a temperatura de saída da corrente de água de refrigeração, $T_{col_{out}}$, em °C. Tal corrente de água de refrigeração é transportada para uma torre de resfriamento para rejeitar calor ao meio externo,

$$T_{col_{out}} = T_{col_{in}} - \frac{\dot{Q}_{que} + \dot{Q}_{ref}}{\dot{m}_{col}Cp_{col}} = T_{col_{in}} - \frac{\dot{Q}_{col}}{\dot{m}_{col}Cp_{col}} \quad (8)$$

na qual \dot{m}_{col} é a vazão mássica, em kg/s, Cp_{col} é o calor específico, em J/kgK, $T_{col_{in}}$ é a temperatura de entrada da corrente de água de resfriamento, em °C, e \dot{Q}_{col} é a taxa de energia que deve ser rejeitada à água de refrigeração, em W.

5. ANÁLISE ECONÔMICA

O custo do equipamento necessário para realizar a conversão do recurso solar em uma forma útil de energia ao processo possui um custo bem significativo. Em contrapartida, seus custos operacionais podem justificar, no longo prazo, o investimento gerando uma economia. A utilização de um sistema solar térmico se justifica quando os custos dos coletores, de outros equipamentos extras, e do combustível convencional reserva, utilizado nos momentos onde o recurso solar não for suficiente, forem menores que os custos para se obter o mesmo resultado utilizando uma outra fonte de energia (KALOGIROU, 2014).

Para realizar a avaliação econômica do sistema térmico proposto foi utilizada a metodologia de avaliação da economia do ciclo de vida, proposta por Kalogirou (2014). Essa, define que a economia total obtida pela utilização de um sistema solar térmico é dada pela diferença entre o custo do ciclo de vida do mesmo e o custo do ciclo de vida de um sistema que utiliza combustível convencional. Economicamente, isso significa que esta economia equivale ao valor presente total dos ganhos do sistema térmico solar comparados aos ganhos do sistema que opera somente com o combustível convencional (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O custo total do sistema, C_{tot} , em R\$, é obtido através do orçamento dado por fabricantes e revendedores. Para esta avaliação, são definidos parâmetros econômicos utilizados atualmente pelo governo brasileiro e que são fornecidos pelo banco central do Brasil.

5.1 Avaliação da economia do ciclo de vida

O processo de análise da economia de um sistema solar leva em consideração as despesas futuras, a partir dos custos conhecidos no momento do investimento. Em outras palavras, analisam-se os valores presentes do investimento, que são os valores atuais dos custos futuros.

Quando um subsídio é cedido pelo governo, ele deve ser subtraído do custo total do sistema antes de se começar a análise. Este subsídio pode ser considerado com uma porcentagem do valor total, t_{sub} , em %, obtendo-se, assim, o custo necessário para se adquirir o sistema, C_{nes} , em R\$. Então, calcula-se o custo do financiamento, C_{fin} , em R\$, aplicando-se uma taxa pré-fixada de financiamento, d_m , em %. Tal custo é assumido como fixo para todos os anos de financiamento,

$$C_{fin} = \frac{C_{tot} (1 - t_{sub})}{\frac{1}{d_m} \left[1 - \left(\frac{1}{1 + d_m} \right)^{n_{tot}} \right]} = \frac{C_{nes}}{\frac{1}{d_m} \left[1 - \left(\frac{1}{1 + d_m} \right)^{n_{tot}} \right]} \quad (9)$$

na qual n_{tot} , é o número total de anos do financiamento.

O saldo de capital por ano, $S_{cap(n)}$, em R\$, é definido como sendo o restante de dívida possuída em valor presente. Tal valor é a diferença entre o saldo de capital do ano anterior, inflacionada pela taxa pré-fixada de financiamento, e a parcela paga do financiamento do ano atual.

$$S_{cap(n)} = (1 + d_m)S_{cap(n-1)} - C_{fin} \quad (10)$$

Os custos operacionais de cada ano, $C_{o(n)}$, em R\$, levam em conta os gastos com manutenção e custo extras do sistema auxiliar. Para o seu cálculo, foi avaliado o valor para o primeiro ano, C_{o1} , em R\$, e aplicou-se uma taxa de acréscimo fixa por ano, t_{acr} , em %, com o objetivo de levar em conta o aumento com custos de manutenção e despesas extras ao longo dos anos,

$$C_{o(n)} = C_{o1} (1 + t_{acr})^{n-1} \quad (11)$$

na qual n é o número do ano avaliado.

A economia de combustível por ano, $E_{comb(n)}$, em R\$, é definida na equação abaixo,

$$E_{comb(n)} = t_{comb}^{(n-1)} Q_{tot} C_{comb} FS \quad (12)$$

na qual Q_{tot} é a demanda térmica anual necessária para o funcionamento do sistema térmico, em kWh, a taxa de inflação do combustível, t_{comb} , em %, e o custo do combustível por unidade de energia, C_{comb} , em R\$/kWh. Ela demonstra o valor que deixa de ser desembolsado ao se utilizar um sistema solar térmico pelo fato de existir uma menor dependência com combustível convencional. A fração solar é um parâmetro que interfere consideravelmente nesta economia, pois, quanto maior for seu valor, menos será gasto com combustível auxiliar.

Considerando a desvalorização do poder de compra de uma determinada quantia de dinheiro, deve-se quantificar o valor temporal do mesmo. O valor presente da economia do sistema solar por ano, $E_{sol(n)}$, em R\$, é calculado através da equação abaixo e mostra o quanto foi economizado por ano, pelo fato de se estar utilizando o sistema solar térmico em vez do sistema convencional

$$E_{sol(n)} = \frac{E_{comb(n)} - C_{fin} - C_{o(n)}}{(1 + t_{merc})^n} \quad (13)$$

na qual t_{merc} , em %, é a taxa de atratividade.

A economia solar acumulada até o ano avaliado, $E_{acu_sol(n)}$, em R\$, mostra o valor total já economizado até o ano avaliado,

$$E_{acu_sol(n)} = \sum_{n=1}^{n_{tot}} E_{sol(n)} \quad (14)$$

6. METODOLOGIA

6.1 *Transient System Simulation Tool* (TRNSYS®)

O *software* comercial TRNSYS® é um programa que possibilita a simulação transiente do comportamento de um sistema térmico (KLEIN et al., 2014). Sua utilização é reconhecida no campo de energias renováveis para simulação de sistemas solares passivos e ativos. O *software* possui um ambiente gráfico extremamente flexível que dá ao usuário liberdade para montar o sistema térmico a ser analisado. Seu funcionamento se baseia em interconectar componentes, equipamentos do sistema, chamados de *types*, uns aos outros. Os parâmetros e conexões necessários para cada *type* são definidos pelo usuário. O programa resolve as equações diferenciais do sistema, garante a convergência dos resultados e gera as informações de saída a cada instante definido de simulação.

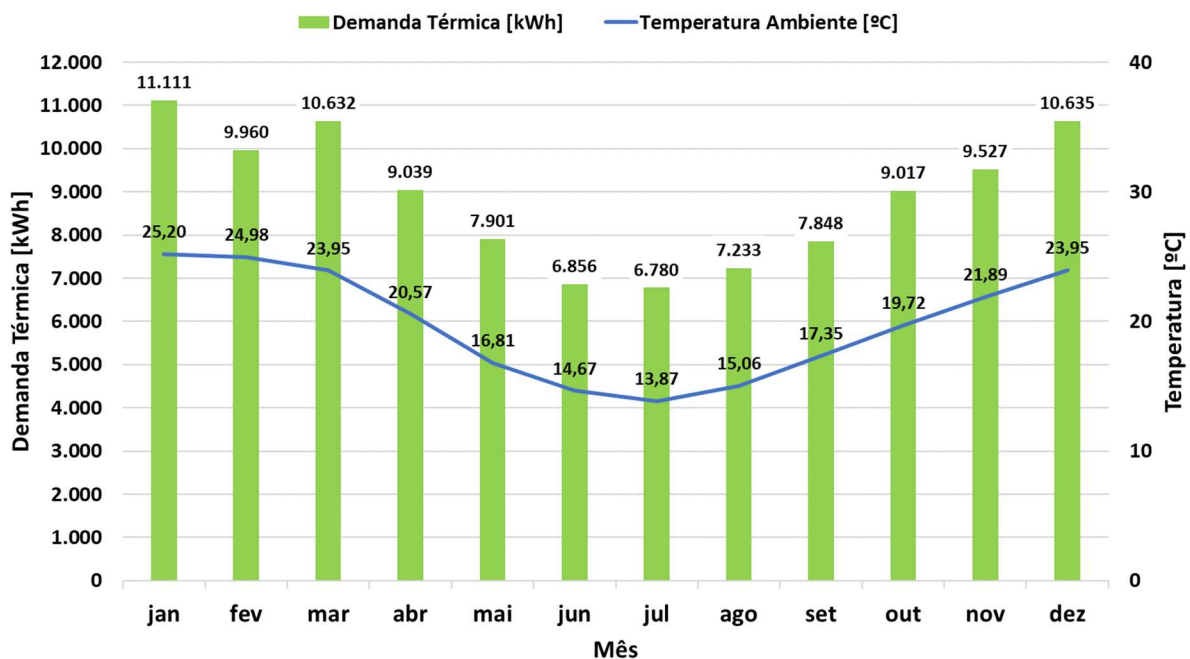
6.2 Demanda Térmica

A edificação simulada, localizada em Porto Alegre, tem como objetivo ser um ambiente onde os morangos são levados, após sua colheita, com a finalidade de serem refrigerados e armazenados. Após o período de estocagem recomendado, esses são, então, distribuídos aos locais de revenda na capital gaúcha e região metropolitana. Segundo Specht e Blume (2010), a maior cidade produtora de morangos do Rio Grande do Sul é Feliz, distante, aproximadamente, 90 km de Porto Alegre, com uma produção anual média de 1.800 t.

A carga térmica é calculada utilizando a metodologia proposta por ASHRAE (2018). Segundo suas recomendações, o armazenamento de morangos deve ser feito a uma temperatura de 0 °C por até 7 dias. Assume-se a hipótese que durante cada período de estocagem são armazenados 35 t de morango, o equivalente a 7 dias de produção anual média de morango da cidade de Feliz. Após, uma nova leva é armazenada e assim por diante ao longo do ano.

A câmara fria tem as seguintes dimensões: 11 m de comprimento, 9,5 m de largura, e 3,2 m de altura totalizando um volume de 334,3 m³. Não há salas adjacentes à câmara fria. Para fins de simplificação de cálculo, foi considerada a hipótese de que as frutas entram na câmara fria à temperatura média do mês analisado. O piso é composto pelas seguintes camadas: 15 cm de concreto, uma camada de 15 cm de poliuretano, e mais 5 cm de concreto. Todas as paredes e o teto possuem uma camada isolante de 15 cm de poliuretano. A porta possui dimensões de 3 m de altura por 2,5 m de largura, possui um fator de fluxo de 70 % e uma cortina com eficiência de 75 %. A porta fica aberta 6 h por semana para carga e descarga das frutas. A iluminação consome 8 W de eletricidade por unidade de área de piso. Por simplificação, foi levado em conta que tanto o ar interno quanto o ar externo possuem velocidade de 1 m/s. A Figura 4 apresenta a demanda térmica e sua respectiva temperatura média mensais.

Figura 4 – Demanda térmica e temperatura média por mês.



6.3 Sistema Térmico Simulado

Um ciclo fechado que utiliza água, baseado em um equipamento de refrigeração por absorção que utiliza brometo de lítio (LiBr) como absorvedor, é simulado ao longo de um ano. O propósito

seria suprir a demanda térmica de uma câmara fria a uma temperatura de 0 °C, com a finalidade de estocar morangos por um período de 7 dias. O sistema térmico simulado foi baseado nos trabalhos de Cascetta et al. (2017), Cascetta et al. (2018) e Buonomo et al. (2018). Foram simuladas as mesmas áreas de coletores do trabalho de Cascetta et al. (2018). Os componentes do sistema e suas respectivas *types* do *software* TRNSYS são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Componentes e respectivas *types* utilizados na simulação.

Componente	TRNSYS <i>Type</i>
Bomba	3d
Caldeira	700
Cano	31
Carga térmica	682
<i>Chiller</i> por absorção	677
Controlador	2b
Dados Climáticos	15-3
Desviador	11b
Edificação	56
ETC	71
PTC	1288
Tanque de armazenamento a frio	4c
Tanque de armazenamento a quente	4c
Termostato	108
Torre de resfriamento	510
Válvula	11h

Baseado nas hipóteses de simulação dos autores citados, buscou-se avaliar as configurações propostas e suas performances térmicas correspondentes. Os efeitos de ebulição e/ou congelamento da água e as quedas de pressão nas canalizações não são considerados. Portanto, os valores encontrados para os fatores de performance são maiores do que os de um sistema real.

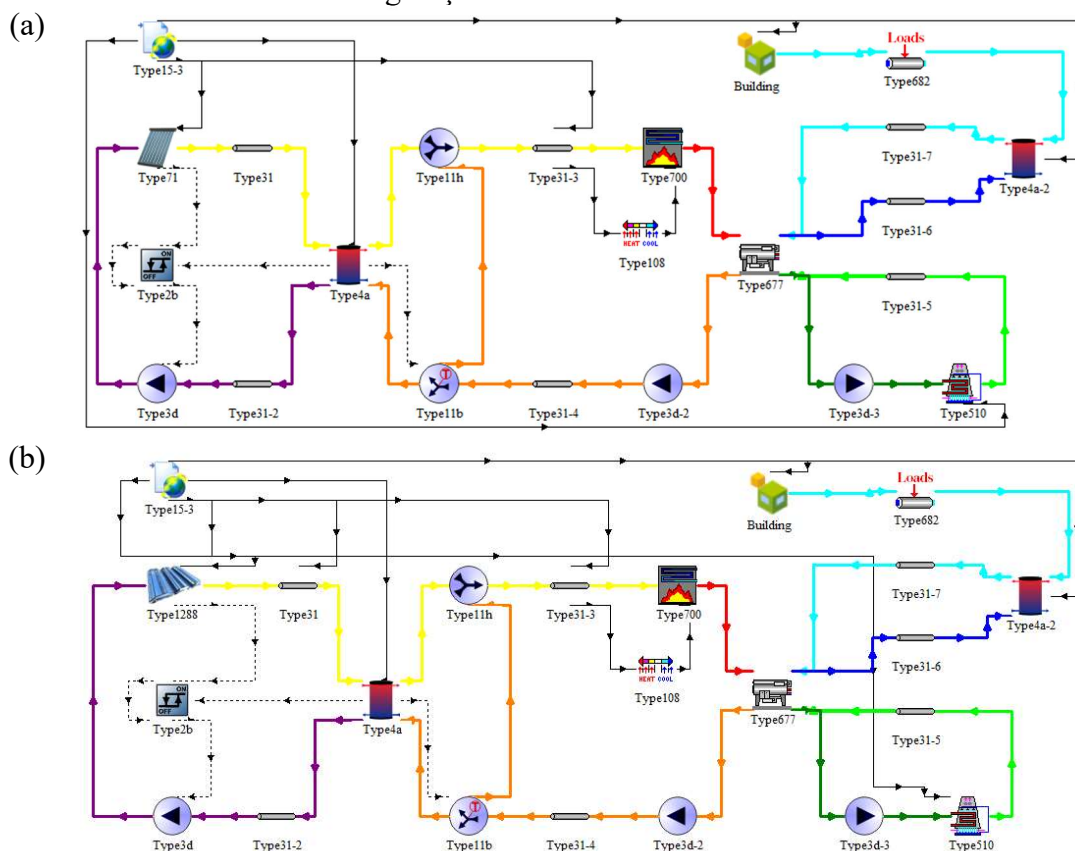
O componente utilizado para simular o *chiller* por absorção possui uma capacidade nominal de 150 kW e um coeficiente de performance nominal de 1,21. Ambos os tanques de armazenamento, quente e frio, são estratificados, com perda de calor uniforme. Os tanques possuem múltiplas divisões. À cada divisão é aplicada uma equação de balanço energético em função do tempo. Entre o tanque estratificado e o *chiller*, há uma caldeira auxiliar, a qual é ativada quando a temperatura da água for menor que a temperatura requerida pelo processo, 150 °C. Sendo assim, sempre que estiver ligado, a potência da caldeira será considerada a potência auxiliar do sistema térmico, e será calculada a partir de

$$Q_{aux} = \dot{m} c_p (T_{cal_out} - T_{cal_in}) \quad (15)$$

na qual T_{cal_in} é a temperatura do fluido ao entrar na caldeira, T_{cal_out} é a temperatura do fluido ao sair da caldeira, ambas em °C.

Foram simuladas duas configurações distintas, Figura 5(a) e Figura 5(b), com diferentes tipos de coletores solares, isto é, coletor de tubo evacuado e coletor de calha parabólica, respectivamente. A vazão mássica do sistema é de 10 L/min.

Figura 5 – Esquematização dos sistemas térmicos: (a) Configuração com coletor solar ETC; (b) Configuração com coletor solar PTC.



7. RESULTADOS

As simulações foram realizadas com um passo de tempo de 0,125 hora, ou 7,5 minutos, uma vez que o controlador, o termostato, as bombas e a caldeira podem ser ativadas e desativadas mais de uma vez por hora.

7.1 Avaliação da performance do sistema

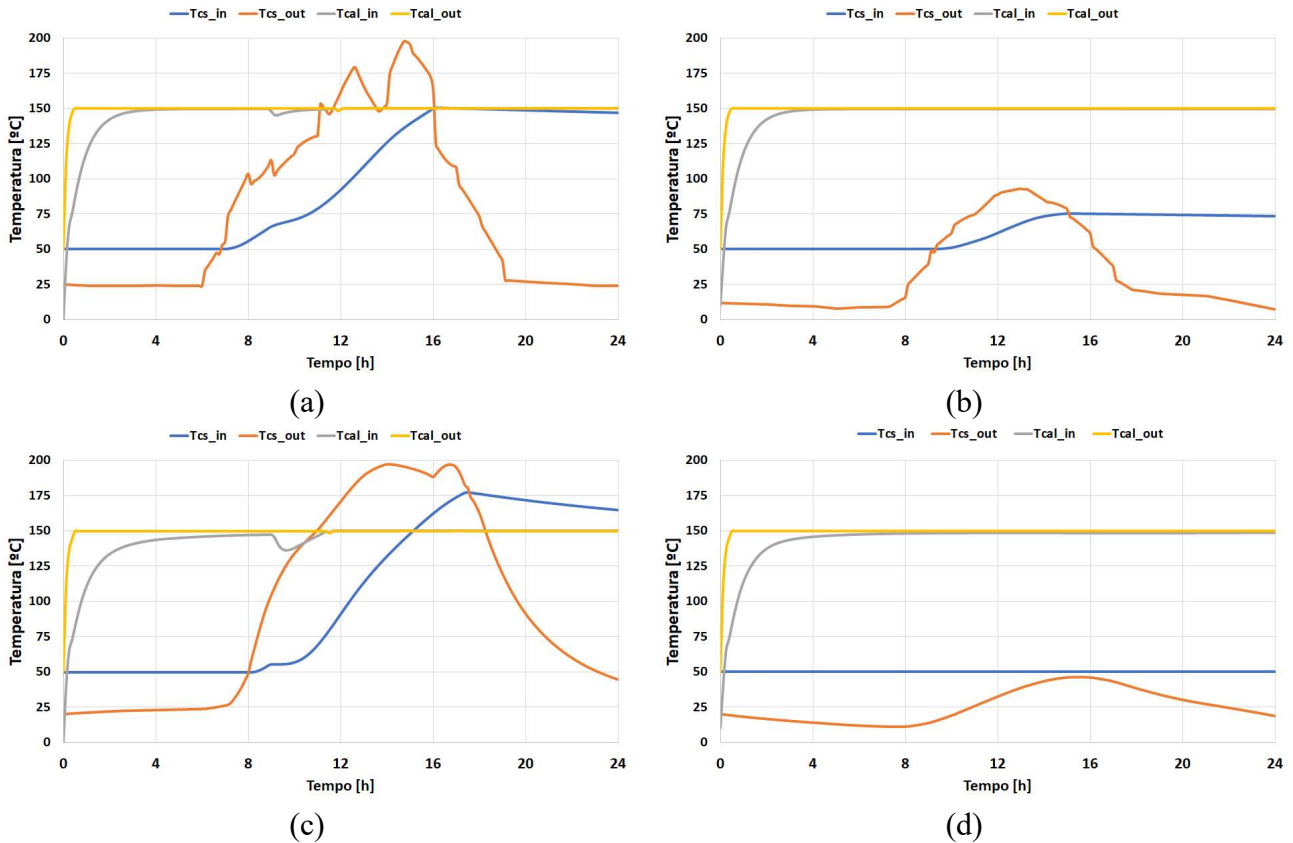
A avaliação foi realizada através do comportamento do sistema em um dia de inverno e um de verão e de seu comportamento ao longo de um ano. Os dias utilizados nas avaliações foram 21 de janeiro e 21 de julho. A Figura 6 mostra o perfil de temperatura da água em diferentes pontos do sistema, que são: temperatura de entrada no coletor, temperatura de saída do tanque para o coletor, temperatura de entrada na caldeira e temperatura de saída da caldeira.

Observando a Figura 6(d), é possível observar que para o dia inverno, o sistema com PTC não chega a ser ativado. Isto é, o coletor não atinge a temperatura de 50 °C e o controlador não ativa a bomba que está conectada ao tanque e ao coletor. Essa temperatura é a mínima do tanque estratificado. Por outro lado, o sistema com ETC é ativado e se observa um ΔT máximo de 27,84 °C entre a temperatura de saída do coletor e a temperatura mínima do tanque. Uma vez que o sistema com ETC foi ativado, a temperatura mínima do tanque aumenta até um valor máximo e decresce.

Para o dia de verão, Figura 6(a) e Figura 6(c), ambos os sistemas são ativados. O comportamento transiente da temperatura de saída do coletor acompanha o comportamento da irradiância ao longo do dia. No caso do ETC, Figura 6(a) o máximo valor dessa temperatura, 197,72 °C, ocorre por volta das 15h. A máxima diferença entre a temperatura de saída do coletor e a temperatura mínima do tanque é de 77,14 °C. De maneira análoga ao dia de inverno, a temperatura mínima do tanque

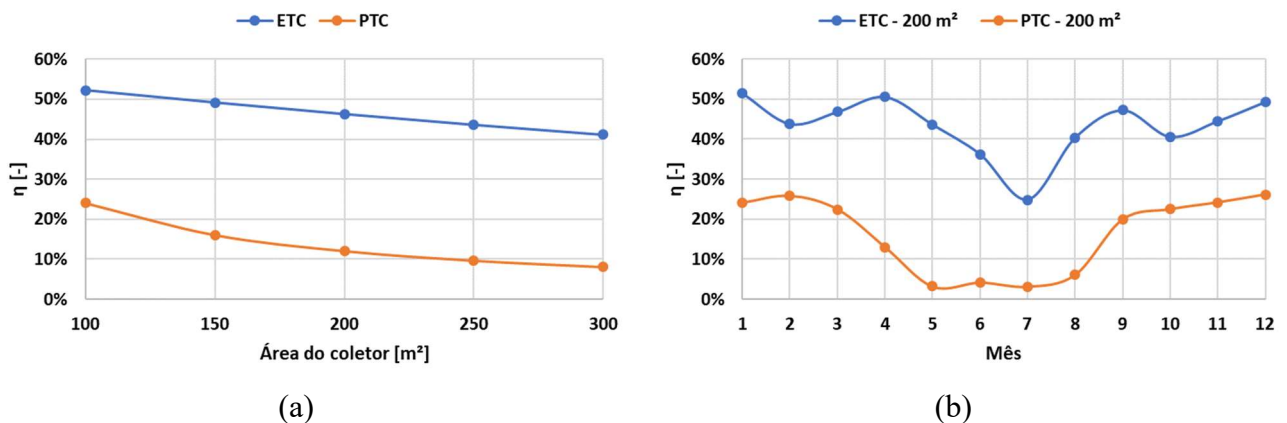
aumenta até um valor máximo e decresce. No caso específico da Figura 6(c), a temperatura mínima do tanque ultrapassa o valor de 150 °C. Nessa situação, a válvula, *type 11h*, e o desviador, *type 11b*, são acionados. Parte da água que retorna do *chiller*, abaixo de 150°C, é misturada com a água do tanque evitando-se de acionar a caldeira. Neste caso a temperatura na saída do coletor chega a um valor máximo de 197,07 °C. A máxima diferença entre a temperatura de saída do coletor e a temperatura mínima do tanque é de 81,60 °C.

Figura 6 – Perfil de temperaturas do dia de: (a) verão utilizando ETC; (b) inverno utilizando ETC; (c) verão utilizando PTC; (d) inverno utilizando PTC.



A eficiência dos coletores foi avaliada ao longo de um ano. A Figura 7 mostra a eficiência dos coletores, por área de coletor e pelos meses do ano.

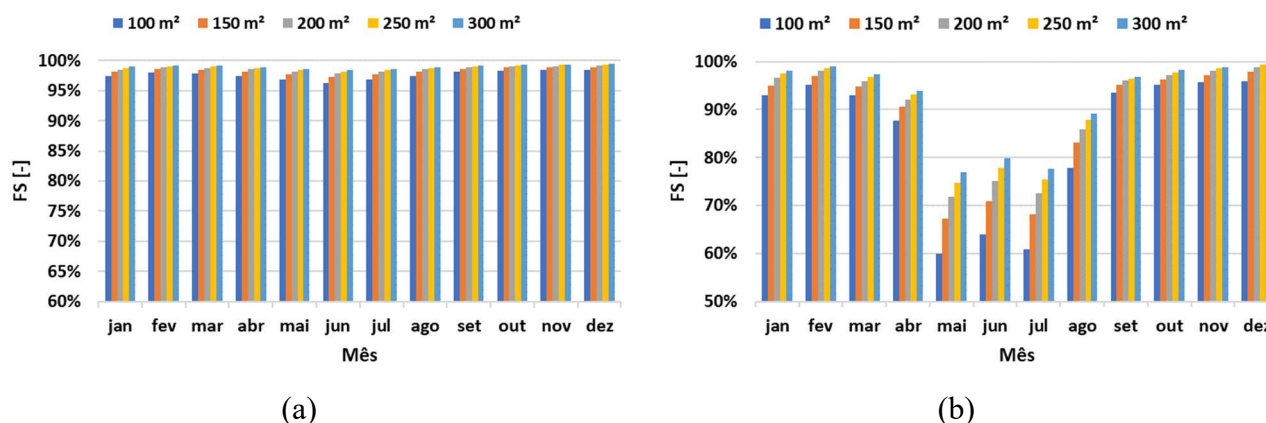
Figura 7 – Eficiência do coletor solar: (a) Eficiência por área de coletor; (b) Eficiência por mês do ano.



O PTC possui uma dependência de que a radiação solar incidente no refletor seja fixa quanto a sua direção. O rastreamento constante da radiação solar se torna essencial. Em períodos onde o recurso solar se torna escasso há um impacto na sua eficiência. Analisando a Figura 7(b) observa-se que nos meses de inverno a eficiência do PTC possui um valor baixo, corroborando a performance do dia de inverno que este tipo de coletor possui. A Figura 7(a) mostra que a eficiência por área de coletor do ETC é mais linear e maior em todos os casos tendo um máximo de 52,21 % a 100 m² e um mínimo de 41,20 % a 300 m². O PTC possui um máximo de 24,08 % a 100 m² e um mínimo de 8,03 % a 300 m². O ETC, por sua vez, possui valores maiores em todos os meses do ano. Este coletor possui menores perdas térmicas por convecção e condução devido ao selamento a vácuo que há entre os seus tubos.

A potência útil dos coletores solares com diferentes áreas de coletor e potência auxiliar do sistema foi simulada ao longo de um ano. A Figura 8 apresenta a FS de cada tipo e área de coletor solar por meses do ano.

Figura 8 – Fração solar para as diferentes áreas de coletor: (a) ETC; (b) PTC

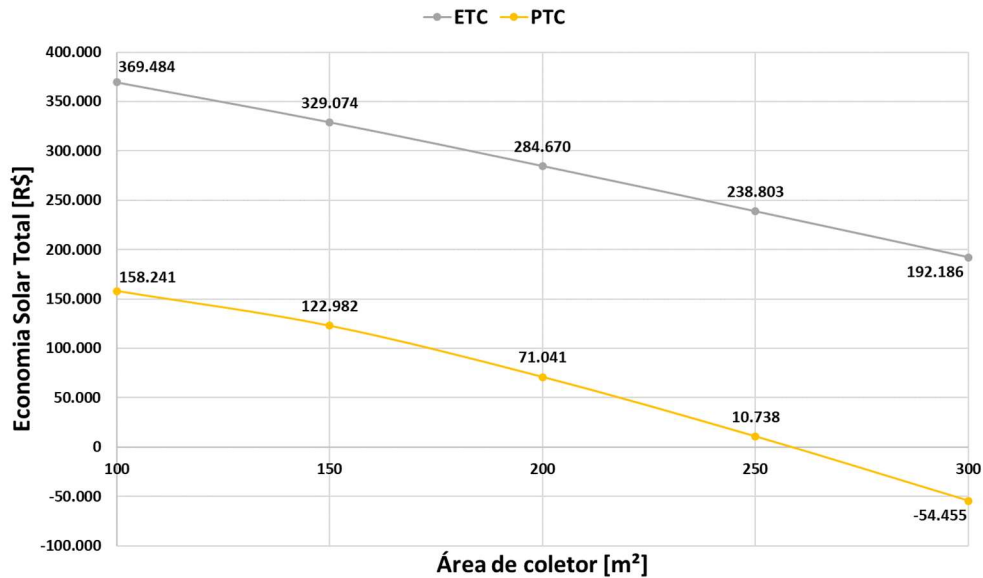


Espera-se que ao longo do ano a caldeira auxiliar seja ativada diversas vezes. O coletor solar tem a função de diminuir o consumo da mesma. O impacto da atenuação do uso da potência auxiliar é mensurado pelo valor da FS. Na Figura 8(a) observa-se uma FS maior em todos os meses do ano comparando-se com a Figura 8(b). O ETC possui uma FS média máxima de 99,02 % a 300 m² e uma mínima de 97,83 % a 100 m². O PTC possui uma FS média máxima de 92,13 % e uma mínima de 84,32 % a 100 m². Não se espera uma FS constante ao longo dos meses, justamente porque ela acompanha a quantidade de energia solar recebida ao longo dos meses. Na configuração que utiliza PTC observa-se uma FS baixa nos meses de inverno justificada pela baixa eficiência que o coletor possui ao longo desse período.

7.2 Análise Econômica

A análise econômica avalia a viabilidade econômica do sistema térmico. Para realizar os cálculos foram escolhidos parâmetros econômicos levantados para a situação corrente do Brasil. Para a análise é determinado um tempo de financiamento de 10 anos com subsídio de 20% do custo total necessário ao investimento, uma taxa pré-fixada de financiamento de 5,7 % a.a. (BCB, 2019a), uma taxa de acréscimo de 3 % a.a. (BCB, 2019b), uma taxa de atratividade de 5 % a.a., uma taxa de inflação do combustível de 4,25 % a.a. (BCB, 2019c). A Figura 9 apresenta a compilação da economia solar total obtida por tipo e área de coletor. As curvas de economia solar para cada área e tipo de coletor solar por ano de financiamento são mostradas no Apêndice I junto com o detalhamento do custo total necessário de investimento para cada caso.

Figura 9 – Economia solar acumulado por ano para diferentes áreas de ETC e PTC.



A Figura 9 mostra que economicamente o ETC apresenta uma economia positiva para todas as áreas de coletor. Para uma área de coletor de 100 m² há uma economia de R\$ 369.484 ao final do financiamento, enquanto para 300 m² há uma economia de R\$ 192.186. O PTC apresenta uma economia de R\$ 158.241 para uma área de coletor de 100 m². Porém, para uma área de 300 m² há um déficit de R\$ 54.455 sendo o único caso onde não há ganho econômico.

Economicamente e tecnicamente o ETC com 100 m² de área de coletor é a melhor opção para se investir. Tal configuração consegue atender à demanda energética do sistema ao longo do ano. Apresenta o maior retorno financeiro ao final do financiamento e possui o menor custo de investimento, R\$ 488.980.

8. CONCLUSÕES

Neste trabalho um sistema térmico de refrigeração solar por absorção de duplo efeito foi simulado através do software TRNSYS®. Dois tipos diferentes de coletores solares, tubo evacuado (ETC) e parabólico (PTC), foram avaliados. Em ambas as configurações foi utilizado um *chiller* por absorção de duplo efeito de 150 kW de capacidade nominal, com um coeficiente nominal de performance de 1,21, um tanque de armazenamento a quente, de 5 m³, um tanque de armazenamento a frio, de 5 m³, e uma caldeira auxiliar, de 50 kW.

Foi observado que durante o ano todos os coletores ETC são mais eficientes e possuem uma maior fração solar. O ETC possui menores perdas térmicas por convecção e condução devido ao selamento a vácuo que há entre os seus tubos. O PTC possui uma dependência que a radiação solar incidente na calha refletora seja fixa quanto a sua direção. Tal exigência faz com que no período do inverno a eficiência deste tipo de coletor seja baixa impactando bastante a fração solar. Levando em conta a eficiência dos coletores e o retorno financeiro a melhor configuração analisada foi a que utiliza ETC com 100 m². Esta configuração atende a demanda térmica do sistema garantindo que o ambiente climatizado permaneça a 0 °C durante todo o ano. Possui o menor custo de investimento, R\$ 488.980, e tem a maior economia ao final do financiamento, R\$ 369.484.

Como sugestão de trabalhos futuros, propõe-se estudar qual seria a área de coletor ótima. Aquela que atende a demanda térmica do sistema possuindo o menor custo de investimento e tendo economia ao final do financiamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AL-TAHAINEH, H.; FRIHAT, M.; AL-RASHDAN, M. Exergy Analysis of a Single-Effect Water-Lithium Bromide Absorption Chiller Powered by Waste Energy Source for Different Cooling Capacities. **Energy and Power**, [s. l.], v. 3, n. 6, p. 106–118, 2013.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook: Refrigeration**. [s.l.] : American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers, 2018.
- ASIM, Muhammad; DEWSBURY, Jonathan; KANAN, Safwan. TRNSYS Simulation of a Solar Cooling System for the Hot Climate of Pakistan. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 91, p. 702–706, 2016.
- BCB. **Taxas de Juros - Banco Central do Brasil**. 2019a. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/estatisticas/txjuros>>. Acesso em: 4 nov. 2019.
- BCB. **Taxa SELIC - Banco Central do Brasil**. 2019b. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/taxaselic>>. Acesso em: 4 nov. 2019.
- BCB. **Inflação - Banco Central do Brasil**. 2019c. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/metainflacao>>. Acesso em: 4 nov. 2019.
- BEYER, Paulo Otto. **Produção de gelo com coletores solares concentradores parabólicos compostos e refrigeração por absorção**. 1988. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, [s. l.], 1988.
- BUONOMO, Bernardo et al. Application of nanofluids in solar cooling system: Dynamic simulation by means of TRNSYS software. **Modelling, Measurement and Control B**, [s. l.], v. 87, n. 3, p. 143–150, 2018.
- CARVALHO, Enio. **Modelagem e Simulação de Unidades Resfriadoras de Líquidos por Absorção H₂O – LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo o Efeito de Aditivos e Clima Local**. 2007. Universidade de Brasília, [s. l.], 2007.
- CASCETTA, Furio et al. A Trnsys Simulation of a Solar-Driven Air Refrigerating System for a Low-Temperature Room of an Agro-Industry site in the Southern part of Italy. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 126, p. 329–336, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.259>>
- CASCETTA, Furio et al. Transient Simulation of a Solar Cooling System for an Agro-Industrial Application. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 148, p. 328–335, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.085>>
- DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. 4. ed. [s.l.] : Wiley, 2013.
- GE, T. S. et al. Solar heating and cooling: Present and future development. **Renewable Energy**, [s. l.], v. 126, p. 1126–1140, 2018.
- KALOGIROU, Soteris. **Engenharia de Energia Solar: Processos e Sistemas**. 2. ed. [s.l.] : Elsevier, 2014.
- KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 31, n. 1, p. 3–15, 2008.
- KLEIN, S. A. et al. **TRNSYS 17 – Getting Started**. [s.l.] : Thermal Energy System Specialists, LLC, 2014. v. 1 Disponível em: <<http://sel.me.wisc.edu/trnsys>>
- KUMAR, P.; DEVOTTA, D. Analysis of solar absorption cooling systems with low generator temperatures. **International Journal of Refrigeration**, [s. l.], v. 8, n. 6, p. 356–359, 1985.
- LAZZARIN, R. M.; NORO, M. Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations. **Solar Energy**, [s. l.], v. 172, n. October 2017, p. 2–13, 2018.
- MCGEE, Julius Alexander; GREINER, Patrick Trent. Renewable energy injustice: The socio-environmental implications of renewable energy consumption. **Energy Research and Social Science**, [s. l.], v. 56, n. March, 2019.
- NÁJERA-TREJO, Mario; MARTIN-DOMÍNGUEZ, Ignacio R.; ESCOBEDO-BRETADO, Jorge A. Economic Feasibility of Flat Plate vs Evacuated Tube Solar Collectors in a Combisystem. **Energy Procedia**, [s. l.], v. 91, p. 477–485, 2016. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.181>>
 OTANICAR, Todd; TAYLOR, Robert A.; PHELAN, Patrick E. Prospects for solar cooling - An economic and environmental assessment. **Solar Energy**, [s. l.], v. 86, n. 5, p. 1287–1299, 2012.
 PEREIRA, Enio Bueno et al. Atlas Brasileiro de Energia Solar. [s. l.], 2017. Disponível em: <http://sonda.ccst.inpe.br/publicacoes/livros/brazil_solar_atlas_R1.pdf>
 REZAIE, Behnaz; ROSEN, Marc A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. **Applied Energy**, [s. l.], v. 93, p. 2–10, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.020>>
 SHIRAZI, Ali et al. A systematic parametric study and feasibility assessment of solar-assisted single-effect, double-effect, and triple-effect absorption chillers for heating and cooling applications. **Energy Conversion and Management**, [s. l.], v. 114, p. 258–277, 2016.
 SPECHT, Suzimary; BLUME, Roni. A Competitividade Da Cadeia Do Morango No Rio Grande Do Sul. **48º Congresso SOBER**, [s. l.], p. 20, 2010.
 THORNTON, J. W. et al. **TESSLibs 17 – HVAC Library Mathematical Reference**. [s.l.] : Thermal Energy System Specialists, LLC, 2014. v. 06
 XU, Xiaofeng et al. Global renewable energy development: Influencing factors, trend predictions and countermeasures. **Resources Policy**, [s. l.], v. 63, n. April, 2019.

APÊNDICE I

Para todos os casos os custos fixos são de R\$ 392.980, Tabela I.1. O custo do ETC por área de coletor é baseado no levantamento feito por Nájera-Trejo et al. (2016) e é de 960 R\$/m². O custo do PTC por área de coletor é baseado no levantamento feito por Cascetta et al. (2017) e é de 1507 R\$/m². O custo total é calculado como uma soma dos custos fixos mais a parcela referente ao custo com os respectivos coletores solares. A Tabela I.1 baseada na análise financeira desenvolvida por Cascetta et al. (2017) apresenta os custos fixos utilizados na análise.

Tabela I.1 – Segmentação dos custos fixos

Componente	Quantidade	Preço [R\$]
Bombas	5	40.100
Tanque de armazenamento a quente	5 m ³	24.060
Tanque de armazenamento a frio	5 m ³	32.080
Caldeira	1	48.120
Canalização	-	20.050
<i>Chiller</i> por absorção	1	220.550
Extras (válvula, desviador, etc)	-	8.020
	TOTAL	392.980

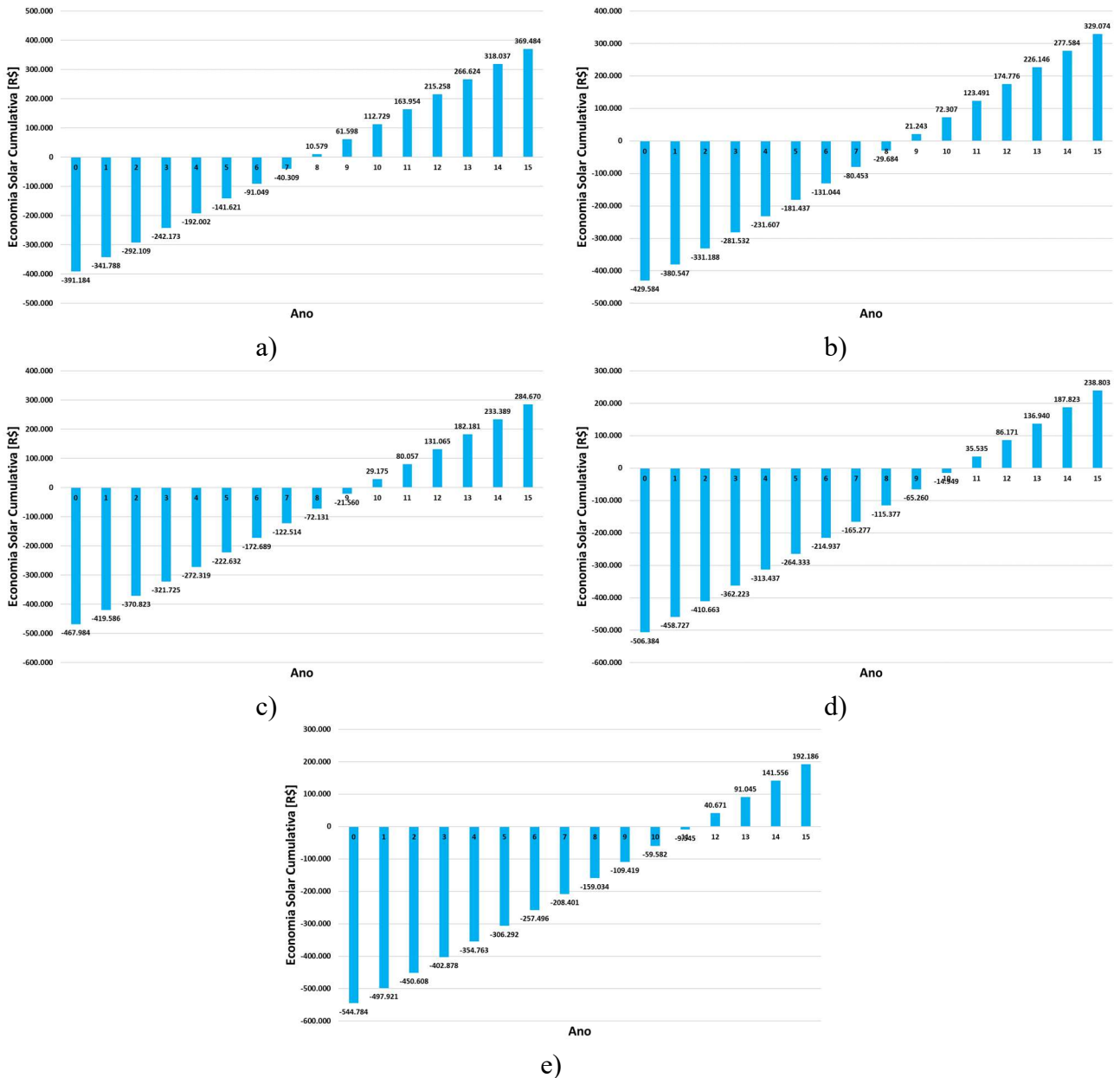
A Tabela I.2 mostra o custo total a ser investido para cada tipo de coletor frente a sua área de coletor.

Tabela I.2 – Custo total para cada tipo de coletor e sua referente área

Área de coletor	Custo Total – ETC [R\$]	Custo Total – PTC [R\$]
100 m ²	488.980	543.695
150 m ²	536.980	619.052
200 m ²	584.980	694.410
250 m ²	632.980	769.767
300 m ²	680.980	845.124

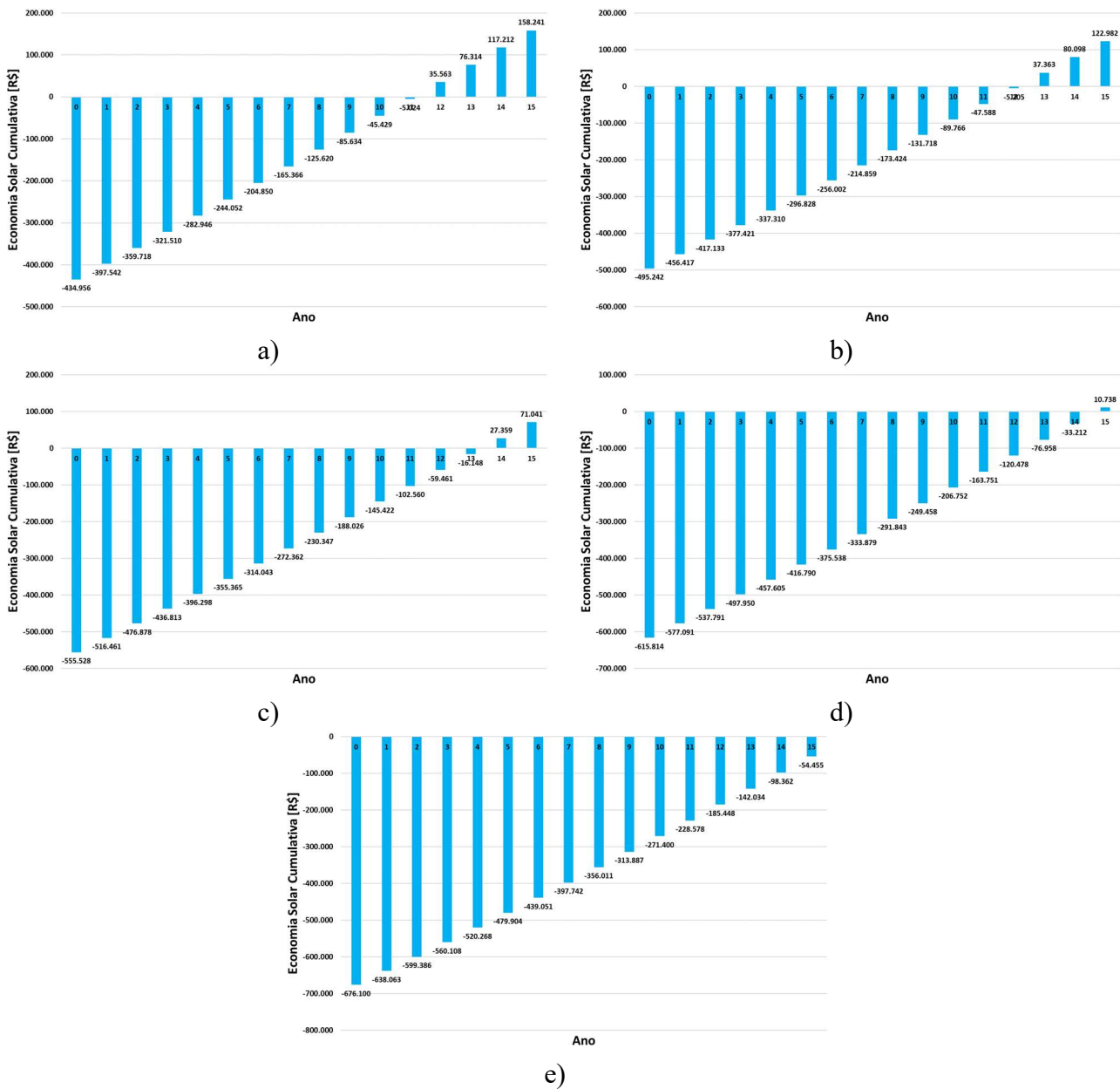
A Figura I.1 apresenta a economia solar por ano de financiamento utilizando ETC para as áreas de coletor analisadas.

Figura I.1 – Economia solar por anos de financiamento utilizando ETC: a) 100 m²; b) 150 m²; c) 250 m²; d) 300 m².



A Figura I.2 apresenta a economia solar por ano de financiamento utilizando ETC para as áreas de coletor analisadas.

Figura I.2 – Economia solar por anos de financiamento utilizando PTC: a) 100 m²; b) 150 m²; c) 250 m²; d) 300 m².



NOMENCLATURA

A_C	Área de coletor	[m ²]
C_p	Calor específico do fluido	[J/(kg K)]
G_T	Irradiância incidente no plano do coletor	[W/m ²]
I_T	Irradiação horária global em uma superfície inclinada	[J/m ²]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
Q_{aux}	Potência do sistema auxiliar	[W]
Q_U	Potência útil do coletor solar	[W]

Abreviaturas

ETC	Coletor solar de tubo evacuado
FS	Fração solar
PTC	Coletor solar de calha parabólica