

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE SISTEMAS SOLARES CONJUGADOS A BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA

Leslye Soares Ferreira (UFRN) - leslyesoares@gmail.com

Gabriel Ivan Medina Tapia (UFRN) - gmedinat@ct.ufrn.br

Resumo:

Este trabalho analisa a viabilidade técnico-econômica de sistemas solares conjugados a bomba de calor, como alternativa para o uso de chuveiros elétricos. Para o estudo foi considerado o fornecimento de água para um edifício residencial com consumo diário de 20.000 litros, localizado na cidade de Porto Alegre - RS, Brasil. Foram analisados quatro sistemas, sendo dois convencionais e dois conjugados a bomba de calor. O sistema Convencional 1 se caracteriza pelo uso de um reservatório de volume variável de acordo com a área de coletores, enquanto que o Convencional 2 e os sistemas conjugados utilizam dois reservatórios de volume fixo. Os sistemas combinados se diferenciam pelo tipo de bomba de calor que é utilizada, sendo que o sistema ASHP (Air-source heat pump) utiliza uma bomba de calor do tipo ar-líquido que atua como aquecedor auxiliar e o WSHP (Water-source heat pump) utiliza uma bomba de calor do tipo líquido-líquido que conecta os seus dois reservatórios. O sistema de equações diferenciais, resultante do balanço energético do sistema, foi resolvido usando o método das diferenças finitas no software MATLAB. Para a análise de desempenho energético, foram empregados indicadores de desempenho; para a análise econômica foi utilizado o método P 1-P 2 a fim de estimar o retorno financeiro proporcionado por cada sistema ao longo de seu ciclo de vida. Com base nos resultados obtidos, todos os sistemas apresentaram bom desempenho e ganho líquido positivo. O sistema ASHP apresentou os melhores resultados para situações em que a área disponível para os coletores solares é restrita, ou seja, para um intervalo de área de coletores de 50-200 m². Para áreas maiores que 200 m² o sistema indicado é o Convencional 2.

Palavras-chave: *Sistemas solares, Bomba de calor, Técnico-Econômica.*

Área temática: *Conversão Térmica com coletores planos*

Subárea temática: *Sistemas Solares Térmicos: aquecimento de água, espaço e refrigeração*

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DE SISTEMAS SOLARES CONJUGADOS A BOMBA DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA

Leslye Soares Ferreira – leslyesoares@gmail.com

Gabriel Ivan Medina Tapia – gmedinat@ct.ufrn.br

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Departamento de Engenharia Mecânica

Laboratório de Sistemas Térmicos e Energias Alternativas - LSTEA

Resumo. Este trabalho analisa a viabilidade técnico-econômica de sistemas solares conjugados a bomba de calor, como alternativa para o uso de chuveiros elétricos. Para o estudo foi considerado o fornecimento de água para um edifício residencial com consumo diário de 20.000 litros, localizado na cidade de Porto Alegre - RS, Brasil. Foram analisados quatro sistemas, sendo dois convencionais e dois conjugados a bomba de calor. O sistema Convencional 1 se caracteriza pelo uso de um reservatório de volume variável de acordo com a área de coletores, enquanto que o Convencional 2 e os sistemas conjugados utilizam dois reservatórios de volume fixo. Os sistemas combinados se diferenciam pelo tipo de bomba de calor que é utilizada, sendo que o sistema ASHP (Air-source heat pump) utiliza uma bomba de calor do tipo ar-líquido que atua como aquecedor auxiliar e o WSHP (Water-source heat pump) utiliza uma bomba de calor do tipo líquido-líquido que conecta os seus dois reservatórios. O sistema de equações diferenciais, resultante do balanço energético do sistema, foi resolvido usando o método das diferenças finitas no software MATLAB. Para a análise de desempenho energético, foram empregados indicadores de desempenho; para a análise econômica foi utilizado o método P_1 - P_2 a fim de estimar o retorno financeiro proporcionado por cada sistema ao longo de seu ciclo de vida. Com base nos resultados obtidos, todos os sistemas apresentaram bom desempenho e ganho líquido positivo. O sistema ASHP apresentou os melhores resultados para situações em que a área disponível para os coletores solares é restrita, ou seja, para um intervalo de área de coletores de 50-200 m². Para áreas maiores que 200 m² o sistema indicado é o Convencional 2.

Palavras-chave: Sistemas solares, Bomba de calor, Técnico-Econômica.

1. INTRODUÇÃO

A matriz elétrica brasileira possui uma base forte em energias renováveis, sendo de grande destaque o setor de usinas hidrelétricas. A utilização de fontes renováveis para a produção de energia elétrica no Brasil está em cerca de 80% da eletricidade (Empresa de Pesquisa Energética – EPE, 2018). Porém, devido às variações sazonais, a produção de energia sofre mudanças ao longo do tempo, as quais afetam principalmente as matrizes hídricas e eólicas, que acabam não conseguindo suprir a demanda total de energia elétrica. Para suprir essas perdas é feita a utilização de termelétricas, as quais são responsáveis por emitir grandes quantidades de gases de efeito estufa.

Só no ano de 2018, o Brasil teve um consumo de 472,242 GWh, sendo que o setor residencial foi responsável por 28,8% desse consumo (EPE, 2018). Dentro desse setor, o aparelho que apresenta o maior consumo de eletricidade em residências onde não há ar condicionado, é o chuveiro elétrico. Esse aparelho apresenta uma parcela de 24% de consumo de energia em âmbito nacional (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL, 2007).

O chuveiro elétrico está presente em 73,1% dos domicílios brasileiros. Esta porcentagem é maior na região sul, onde os índices são de 90,7%, apresentando altos picos de consumo de energia entre os horários de 19 h e 21 h (PROCEL, 2007). Mesmo sendo um objeto de grande utilização, o chuveiro elétrico acarreta muitas perdas de qualidade energética, sendo a conversão de eletricidade em calor pouco eficiente do ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica. Tendo em vista essa situação, é importante buscar meios mais eficientes, econômicos e sustentáveis para o aquecimento de água de sistemas residenciais.

O objetivo desse trabalho é analisar o desempenho energético e econômico de sistemas solares conjugados a bomba de calor para aquecimento de água, como alternativa para o elevado uso de chuveiros elétricos. O estudo realizado tomou como base a cidade de Porto Alegre no estado do Rio Grande do Sul, a qual possui o clima subtropical úmido, apresentando temperaturas relativamente baixas durante o inverno. A análise foi feita com base em gráficos que apresentam indicadores de eficiência econômica e energética. Esses gráficos foram gerados por um algoritmo desenvolvido no software MATLAB, que se utilizou de modelos matemáticos para descrever o funcionamento dos sistemas solares de aquecimento de água.

2. METODOLOGIA

Com o intuito de encontrar uma solução mais viável para os gastos com energia produzidos pelo elevado uso do chuveiro elétrico, foi desenvolvido um algoritmo que realiza uma análise da viabilidade técnico-econômica e do desempenho de sistemas solares de aquecimento convencionais e conjugados à bomba de calor. As simulações

numéricas transientes são realizadas no software MATLAB e são empregados indicadores de desempenho com base na literatura utilizada. Foi realizada a análise econômica baseado no método P_1 - P_2 , com a finalidade de determinar o ganho líquido do usuário de cada sistema ao longo do seu ciclo de vida. Para resolver as equações diferenciais que envolvem a análise foi utilizado o método das diferenças finitas.

2.1 Descrição dos sistemas

Objetivando uma boa análise do comportamento e do desempenho de aquecedores solares, estabeleceram-se quatro sistemas com configurações distintas, utilizando como base a literatura adotada. Dos sistemas selecionados dois deles são convencionais, ou seja, utilizam-se somente os coletores solares e o aquecedor auxiliar como fonte de calor e os outros dois são sistemas conjugados à bomba de calor.

Antes de dar início à análise, é necessário definir alguns parâmetros para os sistemas. Primeiramente, os sistemas recomendados têm por objetivo fornecer água quente a edifícios residenciais para o consumo de água em diversos apartamentos. Esse tipo de sistema é chamado de central coletiva.

Visando diminuir as perdas térmicas devido à variação entre a temperatura do sistema e do ambiente, em períodos de baixo consumo, foi introduzido no sistema um circuito de recirculação de água.

Para manter a temperatura de saída nos níveis desejados, foi adotado o uso de aquecedor auxiliar a gás na parte superior do reservatório. Devido à alta vazão, essa opção se mostrou menos custosa quando comparada ao uso de aquecedores de passagem (Gonçalves, 2016).

O sistema Convencional 1 é composto basicamente por um campo de coletores solares conectado a um reservatório térmico (RT), o qual possui um aquecedor auxiliar (AUX). A configuração deste sistema é mostrada na Fig. 1a. Para o Convencional 1 o volume do reservatório é determinado com base no campo de coletores, sendo recomendados 75 litros por metro quadrado de coletores (Duffie e Beckman, 2006). Vale destacar que este sistema será utilizado como base para comparação com os outros sistemas, dado que esta configuração é comumente utilizada e estudada.

A configuração do sistema Convencional 2 (Fig. 1b) é semelhante ao Convencional 1, distinguindo-se apenas por um segundo reservatório (RT2). O RT1 ficará conectado somente aos coletores e a rede de abastecimento, sendo também utilizado como fonte de abastecimento de água quente do RT2, ao qual estará conectado o AUX. Essa separação visa diminuir os efeitos de mistura causados pela rede de abastecimento de água fria, de modo a deixar as temperaturas elevadas em RT2 e as temperaturas menores em RT1, assim permitindo o fornecimento de água fria aos coletores.

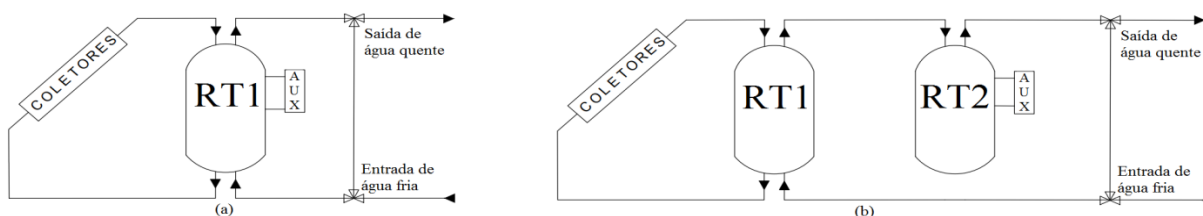


Figura 1 - Esquema simplificado dos sistemas: (a) Sistema Convencional 1, (b) Sistema Convencional 2.

A Fig. 2a apresenta a configuração do sistema ASHP (Air-source heat pump), a qual é semelhante ao Convencional 2 quanto a disposição e configuração dos coletores, reservatórios e aquecedor auxiliar. Porém, esse sistema se destaca pelo uso da bomba de calor que utiliza água e ar como fonte quente e fria, respectivamente. No sistema ASHP, a bomba de calor atua de modo a afetar apenas o RT2.

O WSHP (Water-source heat pump) apresenta uma configuração complexa, como visto na Fig. 2b. Este sistema apresenta dois reservatórios, onde o RT1 está ligado principalmente aos coletores e o RT2 está ligado à rede de abastecimento e ao AUX. Entre os reservatórios está localizada uma bomba de calor líquido-líquido que transfere energia de RT1 para RT2 e em paralelo está um by-pass que funciona como trocador de calor que também está conectado aos reservatórios.

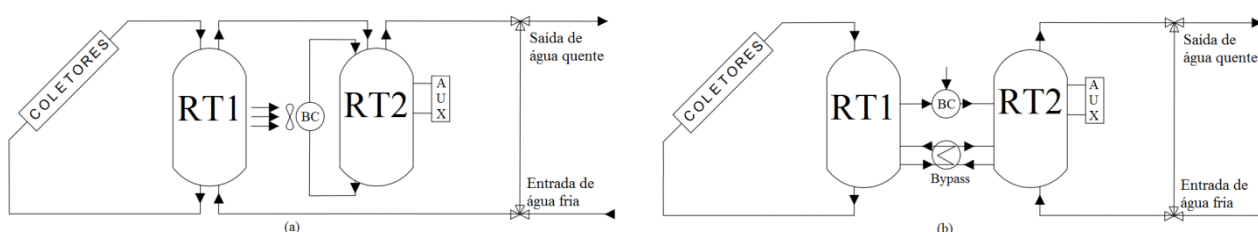


Figura 2 - Esquema simplificado dos sistemas: (a) Sistema ASHP e (b) Sistema WSHP.

3. MODELO MATEMÁTICO E PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

3.1 Dados meteorológicos

Para o estudo a base de dados usada é do LabEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações). Os dados para a cidade de Porto Alegre foram obtidos no formato TMY (Typical Meteorological Year). Esta tabela armazena os valores de dia, mês, hora, temperatura de bulbo seco e úmido, irradiação direta na superfície horizontal, I_b , irradiação difusa horizontal, I_d , e a irradiação global horizontal, I . Estes dados são utilizados para encontrar a irradiação total, I_T .

A Eq. (1) apresenta o cálculo da irradiação total com base no modelo anisotrópico de Perez (Duffie e Beckman, 2006), em que ρ_g é o albedo da superfície considerada, F_1 e F_2 são coeficientes de luminosidade, β é o ângulo de inclinação do coletor, a é definido como $a = \cos \theta$, para valores maiores que zero, ou $a = 0$, para valores negativos, o b é o maior valor entre $\cos \theta_z$ e $\cos 85^\circ$. O θ é o ângulo de incidência da radiação e θ_z é o ângulo de zênite. A razão R_b é representada na Eq. (2).

$$I_T = I_b R_b + I_d (1 - F_1) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_d F_1 \frac{a}{b} + I_d F_2 \sin \beta + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (1)$$

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2)$$

Os sistemas utilizados na análise foram simulados por um ano meteorológico completo. A Tab. 1 apresenta alguns dados referentes ao tempo de simulação, fluido de trabalho e local onde o sistema será aplicado, nesse caso a cidade de Porto Alegre - RS.

Tabela 1: Parâmetros gerais de simulação.

Parâmetro	Valor	Unidade
Hora inicial - final	0 - 8760	hora
Intervalo de tempo	0,04	hora
Latitude local	-30,0277	°(graus)
Albedo da superfície	0,2	-
Calor específico da água (40°C)	4178	J/(kg. K)
Condutividade térmica da água	0,628	W/(m.K)

3.2 Coletor solar

O coletor solar do tipo plano foi definido com uma função que recebe como parâmetros a temperatura da água que entra no coletor, $T_{c,i}$, a vazão mássica, \dot{m}_c , e os dados meteorológicos. Vale ressaltar que o \dot{m}_c varia de acordo com o consumo. A taxa de calor absorvida pelo coletor é representada pela Eq. (3).

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (3)$$

Na qual c_p é o calor específico a pressão constante da água, e $T_{c,o}$ é a temperatura de saída. A capacidade do coletor de absorver a irradiação que incide nele é representada pela eficiência instantânea, η_c . Segundo Duffie e Beckman (2006), esta eficiência pode ser obtida da Eq.(4).

$$\eta_c = a_0 - a_1 \left(\frac{T_{c,i} - T_{amb}}{G_T} \right) \quad (4)$$

Os valores de $a_0 = F_R(\tau\alpha)_n$ e $a_1 = F_R U'_L$ se encontram no catálogo do fabricante do coletor. A componente F_R é o fator de remoção de calor do fluido, U'_L é o coeficiente global de perda de calor e o $(\tau\alpha)_n$ é o produto de transmitância-absortância do coletor.

Para deixar as condições de funcionamento do coletor próxima da realidade, deve ser aplicados fatores de correção (Gonçalves, 2016). O primeiro fator é um modificador de ângulo de incidência que corrige os ângulos da irradiação incidente no coletor. Este modificador é representado pela Eq. (5):

$$K_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2 \quad (5)$$

Em que os valores de b_0 e b_1 são fornecidos pelo fabricante. O próximo fator de correção é o da vazão de operação expresso pela Eq. (6). Ele é aplicado quando a vazão utilizada difere das condições padrões de teste. Para essa

equação tem-se o $F'U_L$ que é calculado pela Eq. (7) por meio de parâmetros das condições de teste. Também, é utilizada a área total dos coletores, A_C , que é definido para cada simulação anual.

$$r_1 = \frac{\left(\frac{\dot{m}_c c_p}{A_C F' U_L}\right)_{use} \left[1 - e^{\left(\frac{-A_C F' U_L}{\dot{m}_c c_p}\right)}\right]_{use}}{\left(\frac{\dot{m}_c c_p}{A_C F' U_L}\right)_{test} \left[1 - e^{\left(\frac{-A_C F' U_L}{\dot{m}_c c_p}\right)}\right]_{test}} \quad (6)$$

$$F'U_L = -\frac{\dot{m}_c c_p}{A_C} \log\left(1 - \frac{A_C F_R U_L}{\dot{m}_c c_p}\right) \quad (7)$$

A terceira correção leva em consideração o arranjo dos coletores, em série ou em paralelo. Esse fator é definido pela Eq. (8):

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_C F_R U_L}{\dot{m}_c c_p}\right)^{N_s}}{N_s \frac{A_C F_R U_L}{\dot{m}_c c_p}} \quad (8)$$

Em que N_s é o número de coletores e para \dot{m}_c é usada a vazão de teste. Dessa forma, essa equação é utilizada para gerar uma nova expressão para o calor útil, representado pela Eq. (9), que ao ser combinada com a Eq. (3) possibilita a obtenção da temperatura de saída do coletor.

$$\dot{Q}_u = A_C \eta_c I_T = r_1 r_2 A_C [I_T K_{\tau\alpha} a_0 - a_1 \Delta T] \quad (9)$$

Para a simulação, o coletor solar plano selecionado foi o modelo JFS10 da linha Jelly Fish fabricado pela empresa TOSI Ltda. A Tab. 2 apresenta dados do coletor, sendo alguns deles retirado do catálogo do fabricante. Vale ressaltar que o ângulo de inclinação do coletor em relação a uma superfície horizontal, β , foi definido tomando-se o valor absoluto da latitude do local e adicionado 10° . O ângulo de azimute utilizado nos cálculos, γ , foi escolhido de modo a aproveitar melhor a insolação durante o horário da manhã, mantendo em parte a direção que apresenta a maior insolação ao longo do dia (Gonçalves, 2016). Vale destacar que o γ é baseado no livro de Duffie e Beckman (2006), no qual o ângulo adotado foi de -135° medindo-se a partir da direção sul. Isso corresponde a um ângulo de azimute 45° medindo-se a partir da direção Norte.

Tabela 2: Parâmetros do coletor solar JSF10.

Parâmetro	Valor	Unidade
Coefficiente linear da curva de eficiência – a_0	0,77	-
Coefficiente angular da curva de eficiência – a_1	4,27	W/(m ² .K)
Coefficiente de primeira ordem – b_0	0,1065	-
Coefficiente de segunda ordem – b_1	0,00	-
Vazão teste - $\dot{m}_{c, teste}$	70,00	kg/(m ² .h)
Ângulo de inclinação do coletor - β	40	° (graus)
Ângulo de azimute - γ	45(N)	° (graus)
Área de coletores (Variável)	50-500	m ²

3.3 Reservatório Térmico

O reservatório consiste em um tanque cilíndrico vertical de volume constante, nós isotérmicos para representar a estratificação, sendo utilizado cinco nós, e um aquecedor auxiliar na parte superior do tanque. Para modelar este tanque foi estabelecidos balanços de energia para cada nó, de modo a representar as transferências de calor (Duffie e Beckman, 2006). A Eq. (10) representa a conservação da energia do nó i , onde m_i é a massa e $T_{s,i}$ é a temperatura instantânea.

$$\frac{dT_{s,i}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{aux,i} - \dot{Q}_{loss,i} - \dot{Q}_{cond,i} - \dot{Q}_{flow,i} - \dot{Q}_{mix,i}}{m_i c_p} \quad (10)$$

A componente $\dot{Q}_{aux,i}$ é a taxa de calor proveniente do aquecedor, $\dot{Q}_{loss,i}$ é a perda de calor para o ambiente, $\dot{Q}_{cond,i}$ é a transferência de calor por condução, $\dot{Q}_{flow,i}$ é a taxa correspondente à convecção forçada, $\dot{Q}_{mix,i}$ é a energia usada

na mistura, e $\dot{Q}_{hx,i}$ que é a troca de calor entre o fluido do reservatório e do trocador de calor. O componente $\dot{Q}_{hx,i}$ é desconsiderado, pois não há trocador de calor no sistema (Gonçalves, 2016).

Os termos $\dot{Q}_{loss,i}$ e $\dot{Q}_{cond,i}$ são definidos segundo a literatura (Gonçalves, 2016). $\dot{Q}_{flow,i}$ e $\dot{Q}_{mix,i}$ necessitam de funções de controle de vazão vinda de fora do reservatório. A Eq. (11) expressa a taxa de convecção forçada e a Eq. (12) e Eq. (13) são, respectivamente, as funções de controle para a entrada de água quente e fria.

$$\dot{Q}_{flow,i} = F_{hot,i}\dot{m}_{in,hot}(T_{in,hot} - T_{s,i}) + F_{cold,i}\dot{m}_{in,cold}(T_{in,cold} - T_{s,i}) + \begin{cases} \dot{m}_{f,i}(T_{s,i-1} - T_{s,i}) & \text{se } \dot{m}_{f,i} > 0 \\ \dot{m}_{f,i+1}(T_{s,i} - T_{s,i+1}) & \text{se } \dot{m}_{f,i+1} < 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$F_{hot,i} = \begin{cases} 1 & \text{se } i = 1 \text{ e } T_{in,hot} > T_{s,i} \\ 1 & \text{se } T_{s,i} \geq T_{in,hot} > T_{s,i} \\ 0 & \text{para outros casos} \end{cases} \quad (12)$$

$$F_{cold,i} = \begin{cases} 1 & \text{se } i = N_s \text{ e } T_{in,cold} < T_{s,N_s} \\ 1 & \text{se } T_{s,i} \geq T_{in,cold} > T_{s,i} \\ 0 & \text{para outros casos} \end{cases} \quad (13)$$

A componente T_{in} representa a temperatura do fluxo de entrada, N_s é o número de nós, $T_{s,i-1}$ e $T_{s,i+1}$ são, respectivamente, as temperaturas dos nós adjacentes acima e abaixo, e \dot{m}_f é a vazão de advecção para cada nó. A energia de mistura é representada pela Eq. (14), em que \dot{m}_m é o fluxo de massa de mistura e $F_{m,a,i}$ e $F_{m,b,i}$ são funções de controle expressas por Eq. (15) e Eq. (16).

$$\dot{Q}_{mix,i} = \dot{m}_m c_p [F_{m,a,i}(T_{s,i-1} - T_{s,i}) + F_{m,b,i}(T_{s,i+1} - T_{s,i})] \quad (14)$$

$$F_{m,a,i} = \begin{cases} 1 & \text{se } i > 1 \text{ e } T_{s,i-1} > \Delta T_{max} \\ 0 & \text{para outros casos} \end{cases} \quad (15)$$

$$F_{m,b,i} = \begin{cases} 1 & \text{se } i > N_s \text{ e } (T_{s,i} - T_{s,i+1}) > \Delta T_{max} \\ 0 & \text{para outros casos} \end{cases} \quad (16)$$

Para a modelagem do tanque do sistema Convencional 1, que possui apenas um reservatório, foi definido um volume variável que pode ser expresso por $0,075 \text{ m}^3$ para cada metro quadrado de área dos coletores. Os demais sistemas consistem em dois reservatórios que possuem volumes fixos em $V_{RT1} = 15 \text{ m}^3$ e $V_{RT2} = 5 \text{ m}^3$. Os reservatórios possuem uma camada de lã de vidro de 5 mm de espessura, apresenta uma condutividade de $0,036 \text{ W/(m.K)}$ (Gonçalves, 2016).

Para limitar o fenômeno de estratificação entre os nós, foram estabelecidos alguns parâmetros de mistura na Tab. 3. O \dot{m}_m de cada sistema foi descrito por Fernandes (2018). Os termos V_s , $V_{s,min}$ e $V_{s,max}$, são, respectivamente, o volume, volume mínimo e volume máximo do reservatório.

Tabela 3: Parâmetros de mistura nos reservatórios.

Sistemas	Reservatório	Diferença de temperatura entre os nós, $\Delta T_{max} [^\circ\text{C}]$	Vazão mássica da mistura, \dot{m}_m
Convencional 1	RT1	$15 + 20(V_s - V_{s,min})/(V_{s,max} - V_{s,min})$	0,0518
Convencional 2, ASHP e WSHP	RT1 RT2	10 15	2,4875 0,0691

3.4 Bomba de calor

Para as bombas de calor dos sistemas conjugados, o modelo matemático foi criado com base no coeficiente de desempenho de cada bomba, que pode ser expresso de modo geral pela Eq. (17). A capacidade de aquecimento do equipamento, \dot{Q}_{HP} , e a potência consumida, \dot{W}_{HP} , são fornecidos pelo catálogo do fabricante.

$$\dot{Q}_{HP} = \dot{W}_{HP} COP_{HP} \quad (17)$$

É possível estabelecer uma relação entre o COP_{HP} e a temperatura da fonte de calor, pois o primeiro termo varia com o segundo. Para a bomba de calor ar-líquido do sistema ASHP, que utiliza a temperatura ambiente como fonte térmica, foram obtidos duas curvas de desempenho para a água que sai da bomba a $35 \text{ }^\circ\text{C}$ e $50 \text{ }^\circ\text{C}$ (Welch, 2010). Essas curvas foram interpoladas para gerar uma nova curva, com saída de água a $45 \text{ }^\circ\text{C}$, que tem sua linearização expressa pela Eq. (18). Para bomba de calor líquido-líquido do sistema WSHP, foram utilizados dados do catálogo para construir

a curva do COP_{WSHP} em função da T_{water} , que é a temperatura da fonte. A curva linearizada é representada pela Eq. (19).

$$COP_{ASHP} = 0.0637T_{amb} + 2.69 \quad (18)$$

$$COP_{WSHP} = 0.0514T_{water} + 3.37 \quad (19)$$

Por fim, a temperatura de saída da bomba de calor pode ser obtida pela Eq. (20) (Gonçalves, 2016), em que \dot{m}_{HP} é o fluxo de massa da bomba de calor.

$$T_{HP,out} = T_{HP,in} + \frac{\dot{Q}_{HP}}{\dot{m}_{HP}c_p} \quad (20)$$

Para realizar a análise dos sistemas que possuem bombas de calor, foram selecionados dois modelos. A bomba ar-líquido do sistema ASHP pertence à série Aquasnap do fabricante CARRIER. A bomba de calor líquido-líquido do sistema WSHP é da série Aquazone, também fabricada pela CARRIER. Ambas as bombas trabalham com o fluido R-410A (Gonçalves, 2016). A Tab. 4 apresenta alguns parâmetros das referidas bombas de calor.

Tabela 4: Parâmetro das bombas de calor

	Modelo	COP	Capacidade de aquecimento nominal [W]	Temperatura de entrada [°C]	
ASHP	30RQSY039	3,16	42.000,00	Fonte fria (ar)	-20 a 35
				Fonte quente (água)	25 a 55
WSHP	50PSW025	4,4	9.080,00	Fonte fria (água)	-6 a 26
				Fonte quente (água)	21 a 43

3.5 Indicadores de desempenho

A Free Energy Fraction (FEF) é o indicador que contabiliza a parcela de energia que é proveniente do ambiente, sendo ela a irradiação solar absorvida pelo coletor, \dot{Q}_{solar} , ou o calor retirado do ambiente pela bomba de calor ar-líquido, \dot{Q}_{evap} . Esse indicador é representado pela Eq. (21), na qual \dot{Q}_{DHW} é a energia total fornecida por cada sistema.

$$FEF = \frac{\int (\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{evap}) dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt} \quad (21)$$

A fração de demanda da bomba de calor é expressa pela Eq. (22). Ela expressa a razão entre a contribuição de energia que é entregue ao sistema pela bomba de calor e a energia entregue ao usuário. E por último, a fração de demanda do aquecedor auxiliar, Eq. (23). Esse indicador representa a fração de energia entregue ao usuário que é suprida pelo aquecedor auxiliar.

$$F_{d,heat\ pump} = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt} \quad (22)$$

$$F_{d,heater\ aux} = \frac{\int P_{aux} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt} \quad (23)$$

3.6 Perfil de consumo

O volume de água quente consumido diariamente pelo usuário é uma informação de grande importância para a estimativa do gasto energético com o aquecimento da água. Para este artigo foi considerado o perfil de consumo estabelecido por Salazar (2004), sendo consumidos 150 litros por dia. Dado que os sistemas de aquecimento vão abastecer um edifício, o que torna a demanda por água maior, o perfil foi aumentado para 20.000 litros (Gonçalves, 2016).

3.7 Análise econômica

Tendo em conta que os sistemas solares possuem um alto custo inicial, se faz necessária uma análise dos ganhos futuros que esses sistemas podem prover ao usuário. Conforme a literatura (Gonçalves, 2016; Fernandes, 2018), para a análise econômica será utilizado o artifício Life Cycle Savings (LCS). Este método expressa a diferença entre os sistemas que utilizam energia elétrica como fonte de aquecimento e os sistemas solares convencionais e conjugados.

Utilizando o método P_1 - P_2 , é possível calcular o LCS de cada sistema com base em uma referência, levando em conta o valor presente de todos os custos associados por meio do PWF (Present Worth Factor), que é definido por Duffie e Beckman (2006).

Assim, o LCS para os sistemas solares convencionais, expresso pela Eq. (24), é composto dos seguintes termos: a razão entre economias, P_1 , a razão entre gastos, P_2 , o custo do combustível do equipamento auxiliar, C_{F1} , a demanda anual por energia, L , a fração anual de energia economizada proporcionada pelo sistema solar, F , o custo de 1 m² de área de coletores, C_A , e a soma de outros custos que não são proporcionais a área de coletores, C_E .

$$LCS = P_1 C_{F1} L F - P_2 (C_A A_C + C_E) \quad (24)$$

Para os sistemas solares conjugados, o LCS é mais complexo, sendo representado pela Eq. (25). Essa fórmula é composta por $P_{1,1}$ e $P_{1,2}$, que correspondem a P_1 na equação original, $F_{c,aux}$ e $F_{c,hp}$ é a fração de consumo do aquecedor auxiliar e da bomba de calor, respectivamente.

$$LCS = \left((1 - F_{c,aux}) C_{F,aux} P_{1,1} - F_{c,hp} C_{F,ele} P_{1,2} \right) L - P_2 \left((1 + C_{inst,A}) C_A A_C + (1 + C_{inst,hp}) C_{hp} + C_E \right) \quad (25)$$

A Tab. (5) apresenta alguns parâmetros referentes ao LCS. As tarifas de energia elétrica são baseadas nos dados da Companhia Estadual de Energia Elétrica do Rio Grande do Sul (CEEE), e os valores do custo de gás natural para o aquecedor auxiliar foram retirados da Companhia de Gás do Rio Grande do Sul (Sulgás). Vale destacar que a taxa Selic de 2019, conforme o dado do Banco Central do Brasil é de 6,0%.

Tabela 5: Resumo dos parâmetros econômicos

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
C_A	Custo dos coletores por metro quadrado	300	R\$/m ²
$C_{inst,A}$	Razão instalação/custo dos coletores	0,1	-
C_{hp}	Custo da bomba de calor	$2871FR + 3323$	R\$
$C_{inst,hp}$	Razão instalação/custo da bomba de calor	0,1	-
C_{RT}	Custo do reservatório	$3500V_S + 4052$	R\$
C_{aux}	Custo do aquecedor auxiliar	1.900,00	R\$
$C_{F,aux}$	PCS = 9.400kWh/m ³ Preço de 3,6492 R\$/m ³	0,334	R\$/kWh
$C_{F,ele}$	Tarifa de classe residencial convencional (acima de 220 kWh)	0,5476	R\$/kWh
	ICMS (Acima de 50 kWh)	0,30	%

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Comparações de desempenhos energéticos

A primeira análise realizada foi baseada no desempenho térmico dos sistemas com base na capacidade de promover economia de energia, sendo considerado o indicador FEF (Fração de energia livre). Na Fig. 3a é possível observar o comportamento da FEF de cada sistema em função da área de coletores.

O sistema ASHP é o que apresenta os melhores valores de FEF no intervalo de 50 a 350 m², iniciando com uma fração de 0,55, consideravelmente acima dos demais sistemas. Este comportamento pode ser explicado pela bomba de calor que funciona utilizando energia do ar, o que a torna independente da área dos coletores. Outro contribuinte para esses valores seria a divisão de dois reservatórios, que por sua vez faz com que as temperaturas menores fiquem em RT1, enquanto que as elevadas ficam em RT2. Vale destacar também que a estratificação em RT2 não sofre grandes perturbações, dado que o mesmo não recebe água fria vinda do sistema de abastecimento.

Os sistemas Convencional 1 e Convencional 2 apresentam inicialmente os menores valores de FEF, pois ambos os sistemas não utilizam bomba de calor o que faz com que eles dependam da energia proveniente dos coletores e do aquecedor auxiliar. A partir de 350 m² o Convencional 1 apresenta os maiores valores de FEF. Este fenômeno pode ser explicado pela ação do único reservatório do sistema, o qual apresenta volume variável proporcionando altos níveis de estratificação de modo a suportar a operação do coletor solar. No intervalo de 300 a 500 m², os sistemas Convencional 2 e ASHP passam a ter valores de FEF semelhantes, o que pode significar uma utilização mínima da bomba de calor no ASHP, o que resulta em um funcionamento igual para ambos os sistemas.

O sistema WSHP inicia tendo o segundo melhor valor de FEF, porém com o aumento da área de coletores o sistema termina por ser superado por todos a partir de 150 m². Dado a configuração apresentada na Fig. 2b, é possível concluir que a operação da bomba de calor e do by-pass depende da energia fornecida pelos coletores, o que justifica o valor inicial de FEF. Apesar do aumento da área de coletores o WSHP acaba sendo superado pelos sistemas convencionais, além de apresentar uma queda de FEF a partir de 350 m².

A Fig. 3b apresenta as curvas de eficiência média do coletor em função da área de coletores. Primeiramente destaca-se a diminuição da eficiência com o aumento da área de coletor, o que condiz com as equações utilizadas, dado que uma grande quantidade de coletores implica em uma capacidade aquecimento maior, o que conseqüentemente aumenta a temperatura do reservatório que está ligado aos coletores.

O ASHP é o que apresenta a maior eficiência no intervalo de áreas considerado. Podemos observar que a curva de eficiência do ASHP e Convencional 2 são próximas, o que é coerente com a estrutura semelhante dos sistemas. Em comparação ao Convencional 1 é possível visualizar uma grande discrepância entre as eficiências dos sistemas, o que pode ser justificado pela divisão dos reservatórios RT1 e RT2, que mostra-se vantajosa à eficiência dos coletores.

A curva de WSHP apresenta um pico inicial no intervalo de 50-70 m², porém ela passa a decrescer rapidamente. Esse ocorrido pode ser explicado pela própria estrutura, onde é a única a qual o RT1 não possui entrada de água fria, nem saída de água quente para outro local. Conseqüentemente as elevadas temperaturas tendem a se manter em RT1, mesmo com a ação do by-pass e da bomba, que tem sua capacidade de resfriamento superada pela capacidade de aquecimento conforme o aumento da área dos coletores.

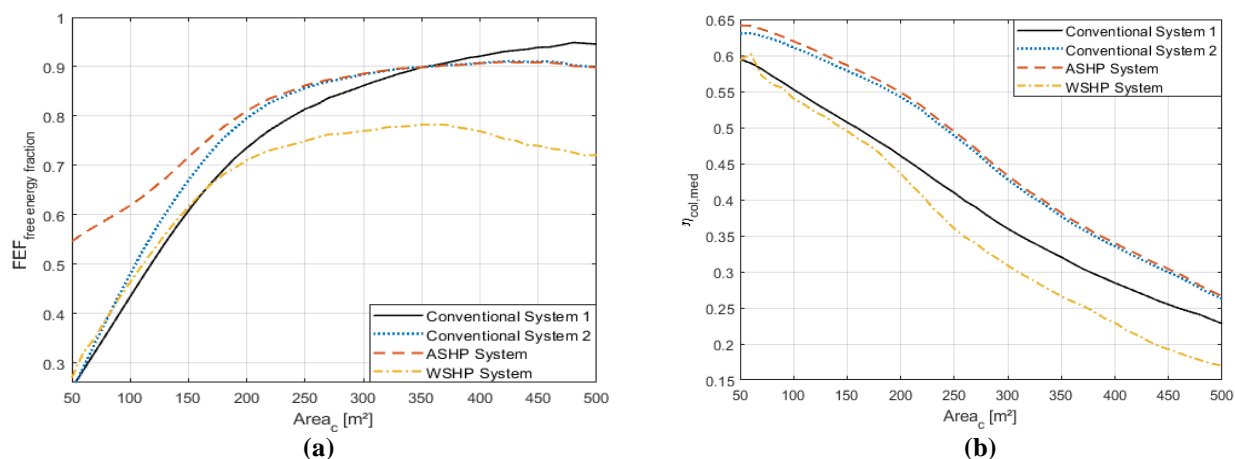


Figura 3 – Comparação dos sistemas em termos da: (a) FEF em função da área de coletores solares, (b) eficiência média do coletor em função da área de coletores.

O próximo fator a ser analisado é a $F_{d,heater\ aux}$ (Fração de demanda do aquecedor auxiliar), que representa a parcela de energia que é entregue ao usuário que corresponde ao aquecedor auxiliar. As curvas de $F_{d,heater\ aux}$ em função da área de coletores podem ser vistas na Fig. 4a. Para os sistemas ASHP e WSHP essas curvas se complementam com as da Fig. 4b, que apresenta $F_{d,heat\ pump}$ (Fração de demanda da bomba de calor).

Os sistemas Convencionais 1 e Convencional 2 apresentam comportamento inverso a curva FEF, tendo em vista que eles possuem somente a influência dos coletores e do aquecedor auxiliar. O Convencional 1 é inicialmente o sistema que possui a maior fração de demanda do AUX, sendo seguido pelo Convencional 2. Esse comportamento era esperado, pois os sistemas convencionais dependem somente do aquecimento proveniente dos coletores e do aquecedor auxiliar. A partir de uma área de coletores maiores que 400 m² o SC1 possui a menor demanda de aquecedor auxiliar, pois a configuração de um único reservatório combinado com a alta carga de aquecimento proveniente dos coletores gera temperaturas elevadas em RT1, diminuindo a necessidade do AUX.

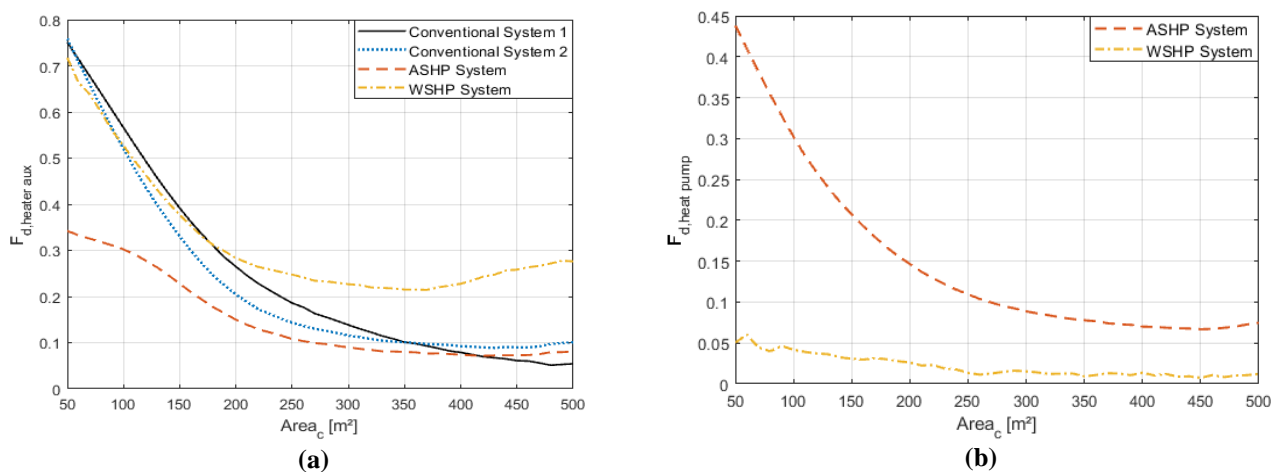


Figura 4 – Comparação dos sistemas em termos da: (a) fração de demanda do aquecedor auxiliar em função da área de coletores, (b) fração de demanda da bomba de calor em função da área de coletores.

O ASHP apresenta o menor valor de $F_d, \text{heater aux}$, em relação aos demais sistemas, no intervalo de 50 a 400 m². O mesmo ocorre na curva de $F_d, \text{heat pump}$, onde a fração de demanda converge para um valor em torno de 7%, tornando o uso da bomba de calor quase nulo.

O WSHP apresenta valores de demanda da bomba de calor baixos. No intervalo de 50-70 m², a curva apresenta valores próximos de 6%, porém com o aumento da área de coletores, os valores de $F_d, \text{heat pump}$ tendem a zero. Uma justificativa para esses valores seria a faixa de operação da bomba de calor, ou uma restrição para evitar um alto resfriamento do RT1, o que impediria a ação do circuito by-pass.

4.2 Análise econômica

Nesta seção será realizada a análise econômica de todos os sistemas, com base no método P_1-P_2 . A Fig. 5 apresenta a curva da economia do ciclo de vida dos sistemas em função da área de coletores.

Para o intervalo estabelecido de área de coletores, todos os sistemas apresentam ganho líquido e LCS positivos. Em ordem decrescente, o sistema que oferece o melhor custo-benefício é o Convencional 2, ASHP, Convencional 1 e o WSHP.

Com base na curva apresentada na Fig. 5, os sistemas alcançam o ponto de LCS máximo em torno de 350 m², sendo que para áreas maiores o lucro tende a ser menor. No intervalo de 50-200 m², o sistema ASHP apresenta o melhor ganho líquido, ou seja, para áreas menores esse sistema se mostra a opção mais viável economicamente. A partir de 200 m² o Convencional 2 passa a ser o sistema mais lucrativo até 450 m², ponto em que ele é superado pelo Convencional 1.

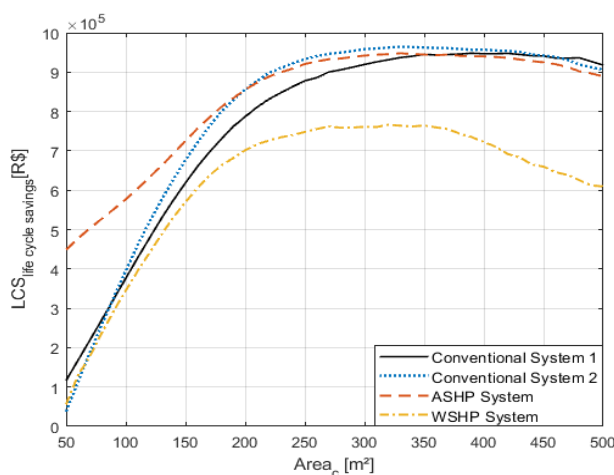


Figura 5 - Comparação dos sistemas em termos da economia no período de vida LCS em função da área de coletores.

Os sistemas apresentam o melhor retorno financeiro para uma área máxima de 350 m². Vale destacar que esses valores podem variar de acordo com os parâmetros econômicos utilizados, sendo suscetíveis a variações ao longo do tempo. Os valores dependem diretamente do parâmetro econômico local, dimensionamento do sistema e custo dos equipamentos utilizados.

5. CONCLUSÃO

Considerando apenas a análise energética, todos os sistemas proporcionam ganhos líquidos positivos no decorrer de seu ciclo de vida, sendo o Convencional 2 o sistema que apresenta o maior retorno financeiro. Em termos de desempenho térmico, é possível concluir que os sistemas conjugados apresentam o melhor desempenho para pequenas áreas de coletores, enquanto que os convencionais se destacam em áreas maiores.

Para um intervalo de área de 50-200 m², o sistema ASHP apresentou o melhor desempenho energético entre os sistemas e também uma excelente economia, sendo recomendado para áreas mais restritas. Para o intervalo de 200-400 m² o sistema recomendado é o Convencional 2, pois ele apresenta um desempenho semelhante ao do ASHP e o retorno financeiro passa a ser superior ao dos outros sistemas. Para áreas maiores que 400 m² é possível afirmar que a vantagem econômica torna-se inviável, pois o aumento da capacidade de aquecimento para essa faixa não pode ser aproveitada pelos sistemas.

Tendo em vista o panorama geral, o sistema WSHP apresentou um desempenho inferior quando comparado aos outros sistemas. Levando em conta todos os aspectos analisados, é possível concluir que este sistema teve um desempenho energético afetado pela faixa de operação da bomba de calor. Uma alternativa considerável é a troca dos coletores metálicos por coletores de material polimérico, pois esse é mais barato e com um coeficiente global de

transferência de calor maior. Maiores perdas de calor para o ambiente implicam em temperaturas menores no reservatório, o que beneficiaria a operação da bomba de calor.

Um problema para a instalação desses sistemas de aquecimento em prédios residenciais é a falta de espaço disponível, pois os coletores solares do tipo plano que são usados nos sistemas analisados necessitam ocupar grandes áreas, assim obtendo uma boa eficiência e um bom retorno financeiro. Uma alternativa para esse problema seria a troca dos coletores planos por coletores concentradores.

Os coletores concentradores possuem uma superfície refletora que direciona a radiação para um foco, por onde escoar o fluido a ser aquecido (Kalogirou, 2009). Este tipo de coletor é utilizado quando a demanda exige temperaturas mais elevadas. Seria de grande importância para o aperfeiçoamento do sistema, um estudo para estabelecer uma relação entre coletores solares planos e concentradores, visando substituir uma área de coletores planos, parcialmente ou completamente, por uma área menor de coletores concentradores.

Para futuros estudos é importante ressaltar que os dados econômicos não podem ser tomados como absolutos, tendo em vista que os parâmetros utilizados podem variar com o tempo e o local de aplicação. Outro dado importante que deve ser avaliado é o perfil de consumo, pois para este trabalho o perfil utilizado foi baseado em um lugar que difere do local analisado, podendo gerar distorções nos resultados.

REFERÊNCIAS

- Banco Central do Brasil. Taxas de juros básicas – Histórico. Brasília. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/historicotaxasjuros>>. Acesso em: 26 ago. 2019.
- Duffie, J.A.; Beckman, W.A., 2006. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, New Jersey, 3rd edição.
- EPE. Balanço Energético Nacional 2018 / Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro: EPE, 2018.
- Fernandes, Valquíria Bomfim. Estudo técnico-econômico de sistemas solares combinados à bomba de calor para aquecimento de água. Natal, RN: 2018. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2018.
- Gonçalves, Juliana Emanuella. Análise de viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados a bombas de calor para aquecimento de água. Florianópolis, SC: 2016. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, 2016.
- Kalogirou, S. A., 2009. Solar energy engineering: processes and systems. 1ª edição, Academic Press, Elsevier, EUA.
- Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. Arquivos climáticos em formato TRY, SWERA, CSV e BIN. Florianópolis, SC. Disponível em: <<http://www.labee.ufsc.br/downloads/arquivos-climaticos/formato-try-swera-csv-bin>>. Acesso em: 30 ago. 2019.
- PROCEL, 2007. “Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso, ano base 2005: classe residencial Relatório Brasil”. ELETROBRAS; PROCEL, Rio de Janeiro, Brasil.
- Salazar, J. P. Economia de energia e redução do pico da curva de demanda para consumidores de baixa renda por agregação de energia solar térmica. Florianópolis, SC: 2004. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- Welch, T. Module 13: Design of air source heat pump systems for heating and hot water. CIBSE Journal, 2010. Disponível em: <<https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2010-02/>>. Acesso em: 15 set. 2019.

TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF SOLAR WATER HEATING SYSTEMS COMBINED WITH HEAT PUMPS

Abstract. *This work analyzes the technical-economic feasibility of solar systems combined with a heat pump, as an alternative for the use of electric showers. For the study was considered the supply of water to a residential building with a daily consumption of 20.000 liters, located in the city of Porto Alegre - RS, Brazil. Four systems were analyzed, two conventional and two combined with a heat pump. The Conventional 1 system is characterized by the use of a variable volume reservoir according to the collector area, while the Conventional 2 and the combined systems use two fixed volume reservoirs. The combined systems are differentiated by the type of heat pump that is used, the ASHP (Air-source heat pump) system uses an air-liquid heat pump that acts as an auxiliary heater and the WSHP (Water-source heat pump) uses a liquid-liquid heat pump that connects its two reservoirs. The system of differential equations, resulting from the energy balance of the system, was solved using the method of finite differences in the MATLAB software. For the analysis of energy performance, performance indicators were used; for the economic analysis, the P_1 - P_2 method was used in order to estimate the financial return provided by each system throughout its life cycle. Based on the results obtained, all systems showed good performance and positive net gain. The ASHP system presented the best results for situations in which the area available for solar collectors is restricted, that is, for a range of collectors area of 50-200 m². For areas larger than 200 m², the indicated system is the Conventional 2.*

Key words: Solar Systems, Heat Pump, Technical-Economic.