

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

Juliana Emanuella Gonçalves

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TECNICO-ECONOMICA DE SIS-  
TEMAS SOLARES COMBINADOS A BOMBAS DE CALOR PA-  
RA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Florianópolis  
2016



Juliana Emanuella Gonçalves

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICO-ECONOMICA DE SISTEMAS SOLARES COMBINADOS A BOMBAS DE CALOR PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.  
Orientador: Sergio Colle, Dr.

Florianópolis  
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Gonçalves, Juliana Emanuella  
Análise de viabilidade técnico-econômica de sistemas  
solares combinados a bombas de calor para aquecimento de  
água / Juliana Emanuella Gonçalves ; orientador, Sergio  
Colle - Florianópolis, SC, 2016.  
176 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Energia solar térmica. 3.  
Bombas de calor. 4. Aquecimento de água. 5. Energias  
renováveis. I. Colle, Sergio. II. Universidade Federal de  
Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. III. Título.

Juliana Emanuella Gonçalves

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TECNICO-ECONOMICA DE SISTEMAS SOLARES COMBINADOS A BOMBAS DE CALOR DIRECIONADOS A AQUECIMENTO DE ÁGUA**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 06 de Setembro de 2016.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.  
Coordenador do Curso

---

Prof. Sergio Colle, Doutor – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Sergio Colle, Doutor – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Marcia Barbosa Henriques Mantelli, Dr.Eng  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Vicente de Paulo Nicolau, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Samuel Luna de Abreu, Dr.Eng  
Instituto Federal de Santa Catarina



## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço ao Professor Sergio Colle por ter me recebido no LEPTEN, realizando um grande desejo meu, do tempo de calou-ra, em trabalhar com energias renováveis. Meus sinceros agradecimen-tos por todo o incentivo, por procurar sempre despertar o que há de me-lhor em seus alunos e saber valorizá-los cada qual com suas particulari-dades.

Agradeço a todos os meus colegas de laboratório pelos momentos de concentração e descontração. Em especial, agradeço a Luigi Passos e Allan Starke pela paciência e entusiasmo em todas as discussões relaci-onadas ao andamento deste trabalho. À nossa querida Rô, insubstituível no laboratório, por todos os galhos quebrados e pitangas choradas.

Ao pessoal do POSMEC, pela paciência e profissionalismo e, em espe-cial, à Marieta, sempre nos salvando das nossas próprias “enrascadas”.

Aos Professores Vicente, Márcia e Samuel: é uma honra tê-los como membros da banca examinadora do meu trabalho, obrigada pelas perti-nentes correções e valiosas sugestões.

Não posso deixar de mencionar meus colegas da graduação e amigos da vida: Nanda, Thiaguito, Schuler e Raone. Obrigada por todas as risadas, pelo apoio e cuidado, como se fossem família. Aos meus amigos de infância, obrigada pela compreensão em todas as (muitas) vezes em que estive ausente por motivos acadêmicos.

A Kauê Werner, que não contente em ser a pessoa mais paciente do mundo comigo, ainda é especialista em MATLAB e me ajudou com a automatização da construção dos gráficos.

Agradeço aos meus pais por nunca medir esforços para proporcionar as melhores condições de educação para mim e meus irmãos. Agradeço a minha mãe, meu exemplo de determinação, por mostrar que toda mulher pode e deve ser independente. Agradeço ao meu pai, meu exemplo de honestidade, por provar a importância da educação.



## RESUMO

Uma análise da viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados a bombas de calor para aquecimento de água é conduzida neste trabalho com o objetivo de estimular o uso de energia solar térmica no Brasil. Duas configurações distintas são propostas: (1) sistema solar com dois reservatórios conectados em série e uma bomba de calor ar-água atuando como fonte de energia auxiliar; e, (2) sistema solar com dois reservatórios conectados em paralelo e uma bomba de calor água-água. Além dessas, duas configurações alternativas para o sistema solar convencional foram tomadas como referência para as análises. Todos os sistemas foram modelados no *software* TRNSYS, dedicado a simulações transientes, considerando-se dados climatológicos de um ano meteorológico típico (*typical meteorological year* - TMY) para cidade de Florianópolis-SC. Dados de catálogo fornecidos por fabricantes foram utilizados para determinar o desempenho dos coletores solares e das bombas de calor. Os sistemas são direcionados ao aquecimento de água em larga escala, isto é, a empreendimentos com grande consumo de água quente, como condomínios residenciais, hospitais e hotéis, visto que possuem maior potencial para economia de energia e redução de custo, justificando assim o aumento do investimento inicial devido à introdução da bomba de calor no sistema. Nesse sentido, busca-se determinar qual dos sistemas retornará ao usuário a melhor relação custo-benefício segundo o critério do ganho líquido no ciclo de vida do empreendimento. O método de Monte Carlo foi utilizado para analisar o impacto de incertezas do padrão de consumo na viabilidade econômica dos sistemas. Os resultados mostram que todos os sistemas apresentados são capazes de proporcionar ganhos líquidos positivos ao usuário. A quantificação desse ganho depende, no entanto, do dimensionamento dos sistemas em função da área de coletores, do tamanho dos reservatórios de armazenamento de energia e da capacidade da bomba de calor, além dos parâmetros econômicos adotados. De modo geral, o sistema combinado à bomba de calor ar-água demonstrou desempenho superior em termos de eficiência energética global em relação aos demais, e foi capaz de proporcionar ganhos líquidos comparáveis aos sistemas solares convencionais.

**Palavras-chaves:** energia solar térmica; sistemas combinados; bombas de calor; aquecimento de água.



## ABSTRACT

This work presents an analysis of the simulated performance of two combined solar heat pump water heating systems, aiming to provide technical data to promote the use of thermal solar energy in buildings in Brazil. Two configurations of combined solar-heat pump domestic water heating systems were proposed: (1) a dual tank solar system combined to an air-source heat pump (ASHP); and, (2) a dual tank solar system combined to a water source heat pump (WSHP). A single and a dual tank traditional solar system were also undertaken as reference systems. The four systems of interest were modeled in the TRNSYS software and simulated for a year in order to compare their performances. Simulations were performed for a typical meteorological year (TMY) using climate data of Florianópolis, Brazil. Actual manufacturers catalog data were used to simulate both the solar collector and the heat pumps performances. Focus is given on large daily hot water consumers, such as multi-residential buildings, hospitals or hotels, in order to explore their higher potential for energy and cost savings, and improve the economic justifiability of the proposed systems through the economy of scale. The economic feasibility of the proposed systems was assessed by means of Life Cycle Savings Analysis (LCSA). Uncertainty analysis was carried out through a Monte Carlo approach. Results showed that all systems are profitable. The potential savings depend however on different combinations of economic parameters as well as design parameters such as collector area, storage volume and heat pump capacity. In general, the solar system combined to an ASHP showed better performance, and was able to provide economic savings comparable to the traditional solar systems.

**Keywords:** solar thermal energy; combined solar-heat pump systems; heat pumps; domestic water heating.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Efeito da diminuição da temperatura do fluido que entra no coletor solar na curva de eficiência de um coletor solar de placa plana (adaptado de STERLING, 2011).....	63
Figura 2.1 - Curva de eficiência para dois coletores planos (metálico e polimérico) e um coletor tubo a vácuo (elaborado pelo autor). .....	68
Figura 2.2 - Esquema de alternativas para posicionamento do aquecedor auxiliar: a) aquecedor auxiliar interno ao reservatório, b) aquecedor auxiliar externo e em série ao reservatório (aquecedor de passagem) e c) aquecedor auxiliar externo e em paralelo ao reservatório (LAFAY, 2005). .....	69
Figura 2.3 - Possíveis configurações de montagem para sistemas solares de aquecimento de água: a) sistema solar em termossifão; b) sistema solar com circuito anti-congelamento do fluido do coletor solar e trocador de calor interno ao reservatório; c) sistema solar com reservatório único e circulação forçada; e, d) sistema solar com circuito anti-congelamento do fluido do coletor solar e trocador de calor externo ao reservatório (adaptado de DUFFIE; BECKMAN, 2006).....	70
Figura 2.4 - Esquema de um sistema de expansão indireta.....	72
Figura 2.5 - Esquema de um sistema de expansão direta.....	73
Figura 2.6 - Esquema do sistema solar combinado em série (adaptado de Freeman <i>et al.</i> , 1979).....	74
Figura 2.7 - Esquema do sistema solar combinado em paralelo (adaptado de Freeman <i>et al.</i> , 1979).....	75
Figura 2.8 - Esquema do sistema solar combinado <i>dual-source</i> (adaptado de Freeman <i>et al.</i> , 1979).....	75
Figura 2.9 - Esquema simplificado do sistema analisado (adaptado de Paranas <i>et al.</i> , 2013).....	76
Figura 2.10 - Esquema do sistema <i>Dual Tank</i> i-HPASDHW (adaptado de Sterling, 2011). .....	77
Figura 2.11 - Esquema do sistema <i>Solar-side</i> i-HPASDHW (adaptado de Sterling, 2011). .....	78
Figura 2.12 - Perfil de consumo residencial obtido por Salazar (2004). .....	80
Figura 2.13 - Perfil diário normalizado de consumo de água quente por pessoa (RANKIN; ROUSSEAU, 2006). .....	82
Figura 2.14 - Comparação do perfil de hotel obtido por Rankin e Rousseau com o perfil residencial <i>twin peaks</i> de Meyer e Tsimankinda (1997), e um terceiro perfil obtido através da monitoração do consumo de residências temporárias para trabalhadores de minas de carvão ( <i>mine hostels</i> ) (RANKIN; ROUSSEAU, 2006).....	83
Figura 2.15 - Perfil de consumo normalizado em função da hora do dia para hotel de luxo (curva em rosa); residência (curva em azul); e, estabelecimentos americanos do tipo motel (adaptado de Kumar <i>et al.</i> , 1987). .....	85
Figura 3.1 - Esquema simplificado do sistema Convencional 1. ....	92
Figura 3.2 - Esquema simplificado do sistema Convencional 2. ....	92

Figura 3.3 - Esquema simplificado do Sistema ASHP. ....	93
Figura 3.4 - Esquema simplificado do Sistema WSHP. ....	94
Figura 3.5 - Esquema utilizado para formulação da transferência de calor por condução entre nós. ....	104
Figura 3.6 - Esquema de funcionamento das válvulas. ....	109
Figura 3.7 - Volumes de controle de referência para a definição dos indicadores de desempenho, onde a linha cheia em cinza representa o volume de controle definido como interno e a linha pontilhada em preto representa o volume de controle externo. ....	111
Figura 3.8 - Curva de eficiência do coletor solar JFS10 da linha Jelly Fish fabricado pela empresa TOSI Ltda. ....	117
Figura 3.9 - Fluxograma da estratégia de controle do sistema WSHP. ....	127
Figura 3.10 - Fluxograma do procedimento para a aplicação da análise de Monte Carlo. ....	134
Figura 4.1 - Influência do volume do RT1 na fração de economia de energia do sistema Convencional 2, com $RT2=5m^3$ . ....	140
Figura 4.2 - FEF do sistema Convencional 2 em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	141
Figura 4.3 - Eficiência dos coletores solares do sistema Convencional 2 em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	142
Figura 4.4 - FEF do sistema ASHP com $FE=0,3$ , e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	143
Figura 4.5 - FEF do sistema ASHP com $FE=0,5$ , e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	143
Figura 4.6 - FEF do sistema WSHP com $FE=1$ , e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	144
Figura 4.7 - FEF do sistema WSHP com $FE=3$ , e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	145
Figura 4.8 - Comparação dos sistemas em termos de FEF em função da área de coletores solares. ....	146
Figura 4.9 - Comparação dos sistemas em termos da eficiência média do coletor solar em função da área de coletores. ....	147
Figura 4.10 - Comparação dos sistemas em termos de fração de demanda pelo aquecedor auxiliar em função da área de coletores solares. ....	149
Figura 4.11 - Comparação dos sistemas em termos de fração de demanda pela bomba de calor em função da área de coletores solares. ....	149
Figura 4.12 - Comparação dos sistemas em termos do fator de desempenho sazonal ( $SPF_{syst}$ ) no intervalo de 50 a 300 $m^2$ de coletores solares. ....	150
Figura 4.13 - Comparação dos sistemas em termos do fator de desempenho sazonal ( $SPF_{syst}$ ) no intervalo de 300 a 500 $m^2$ de coletores solares. ....	151
Figura 4.14 - Fator de desempenho sazonal das bombas de calor ( $SPF_{HP}$ ). ....	152
Figura 4.15 - Curvas da eficiência dos coletores solares em função da razão entre o volume do RT1 (15 $m^3$ ) e a área de coletores. ....	152
Figura 4.16 - LCS em função da área de coletores para os casos que apresentaram maior ganho líquido. ....	154

Figura 4.17 - Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema Convencional 1. ....	157
Figura 4.18 - Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema Convencional 2. ....	158
Figura 4.19 - Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema ASHP. ....	158
Figura 4.20 - Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema WSHP. ....	159



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Valores de consumo total diário de água quente para uma residência para diferentes localidades no mundo. ....	81
Tabela 3.1 - Parâmetros gerais das simulações. ....	114
Tabela 3.2 - Características da localização geográfica. ....	115
Tabela 3.3 - Propriedades da água à temperatura de 40 °C (DUFFIE; BECKMAN, 2006). ....	115
Tabela 3.4 - Parâmetros de operação do coletor solar da linha Jelly Fish do fabricante TOSI Ltda (valores fornecidos pelo fabricante). ....	116
Tabela 3.5 - Parâmetros geométricos do reservatório térmico e do isolante utilizado. ....	118
Tabela 3.6 - Características das bombas de calor em condições nominais de operação. ....	119
Tabela 3.7 - Faixas de temperatura de operação das bombas de calor. ....	121
Tabela 3.8 - Estratégia de controle do sistema Convencional 1. ....	122
Tabela 3.9 - Estratégia de controle do sistema Convencional 2. ....	123
Tabela 3.10 - Estratégia de controle do sistema ASHP. ....	124
Tabela 3.11 - Estratégia de controle do sistema WSHP. ....	126
Tabela 3.12 - Parâmetros econômicos para estimativa do LCS. ....	130
Tabela 3.13 - Resumo dos custos associados aos sistemas. ....	132
Tabela 4.1 - Intervalo de variação da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos. ....	137
Tabela 4.2 - Estimativa do volume de armazenamento necessário em função da temperatura de armazenamento assumida. ....	138
Tabela 4.3 - Fator de escala para as bombas de calor e capacidades de aquecimento equivalentes. ....	139
Tabela 4.4 - Resultados da análise econômica. ....	153
Tabela 4.5 - Resultados obtidos a partir da aplicação do método de Monte Carlo. ....	156
Tabela 4.6 - Comparação com os resultados do caso-base. ....	156



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHP	Air source heat pump
AUX	Aquecedor auxiliar
BC	Bomba de calor
COP	Coefficiente de performance
FE	Fator de escala
FEF	Free energy fraction
IEA	International energy agency
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
RT	Reservatório térmico
RT1	Reservatório térmico 1
RT2	Reservatório térmico 2
SWERA	Solar and wind energy resource assessment
TMY	Typical meteorological year
TRNSYS	Transient system simulation tool
WSHP	Water source heat pump

### Subscritos:

aux	Aquecimento auxiliar
bottom	Fundo
cond	Condensação, condensador
edge	Superfície lateral
flow	Advecção
hx	Trocador de calor
in	Condição de entrada
j	Nó j
j-1	Nó imediatamente acima do nó j
j+1	Nó imediatamente abaixo do nó j
loss	Perdas
mix	Mistura para estabilização da temperatura entre nós
out	Condição de saída
Tank	Reservatório
top	Topo
aux	Aquecimento auxiliar



## LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Área
$A_c$	[m <sup>2</sup> ]	Área de coletores
$a_0$	[-]	Coefficiente de primeira ordem da curva de eficiência do coletor solar
$a_1$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Coefficiente de segunda ordem da curva de eficiência do coletor solar
$a_2$	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	Coefficiente de terceira ordem da curva de eficiência do coletor solar
$b_1$	[-]	Coefficiente de primeira ordem do modificador do ângulo de incidência
$b_0$	[-]	Coefficiente de segunda ordem do modificador do ângulo de incidência
$C_{Tank}$	[kJ/K]	Capacidade térmica do fluido contido no reservatório
$c_{p_{fluid}}$	[kJ/(kgK)]	Calor específico a pressão constante do fluido que circula no condensador
$\overline{COP}$	[-]	Coefficiente de performance médio
$D_s$	[m]	Diâmetro do reservatório
$e_i$	[m]	Espessura do isolante térmico
$E_{solar}$	[J]	Energia total coletada pelo coletor solar
$E_{usuário}$	[J]	Energia total consumida para aquecer a água
$E_{perdas}$	[J]	Energia total perdida pelo sistema
$E_{aux}$	[J]	Energia auxiliar total consumida pelo sistema
$E_{cond}$	[J]	Energia total transferida ao reservatório de consumo pelo condensador
$F_R$	[-]	Fator de remoção de calor do coletor solar
$F_{solar}$	[-]	Fração solar
$F_{d,aux}$	[-]	Fração de demanda pelo aquecedor auxiliar
$F_{c,aux}$	[-]	Fração de consumo do aquecedor auxiliar
$F_{c,hp}$	[-]	Fração de demanda pela bomba de calor
$F_{d,hp}$	[-]	Fração de consumo da bomba de calor
$G_T$	[W/m <sup>2</sup> ]	Radiação global incidente no plano do coletor por unidade de área

$H_s$	[m]	Altura do reservatório
$h_{air,in}$	[kJ/kg]	Entalpia do ar que entra no evaporador
$h_{air,out}$	[kJ/kg]	Entalpia do ar que sai no evaporador
$k$	[W/(mK)]	Condutibilidade térmica
$K_{\tau\alpha}$	[-]	Modificador do ângulo de incidência
$L_{cond}$	[m]	Distância entre centróides
$\dot{m}_c$	[kg/s]	Vazão mássica do coletor solar
$\dot{m}_{in}$	[kg/s]	Vazão mássica que entra no nó
$\dot{m}_{push}$	[kg/s]	Vazão mássica que é empurrada do nó j para os nós adjacentes
$\dot{m}_1$	[kg/s]	Vazão mássica de água quente proveniente do sistema de aquecimento
$\dot{m}_2$	[kg/s]	Vazão mássica de água da rede de abastecimento
$\dot{m}_i$	[kg/s]	Vazão mássica de consumo
$\dot{m}_{air}$	[kg/s]	Vazão mássica de ar que circula no evaporador
$\dot{m}_{fluid}$	[kg/s]	Vazão mássica de fluido que circula no condensador
$\dot{m}''_{test}$	[kg/s]	Vazão mássica de teste por unidade de área
$N_{nós}$	[-]	Número de nós de estratificação
$N_s$	[-]	Número de coletores arranjados em série
$\dot{Q}_u$	[W]	Taxa de calor útil absorvida pelo coletor solar
$\dot{Q}$	[W]	Taxa de calor transferido
$\dot{Q}_{evap}$	[W]	Taxa de calor trocado no evaporador
$\dot{Q}_{cond}$	[W]	Taxa de calor trocado no condensador
$\dot{Q}_{DHW}$	[W]	Taxa de calor entregue ao usuário
$r_{VA}$	[m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> ]	Razão volume do reservatório por área de coletor
$r_1$	[-]	Fator de correção para a vazão
$r_2$	[-]	Fator de correção para o arranjo de coletores
$S_s$	[-]	Fator de forma do reservatório
$T$	[K]	Temperatura
$T_{env}$	[K]	Temperatura ambiente para transferência de calor

$T_{ave}$	[K]	Temperatura média
$T_{c,i}$	[K]	Temperatura de entrada da água no coletor solar
$T_{c,o}$	[K]	Temperatura de saída da água no coletor solar
$T_{amb}$	[K]	Temperatura ambiente
$T_L$	[K]	Temperatura desejada de consumo
$T_h$	[K]	Temperatura da água fornecida pelo sistema de aquecimento
$T_i$	[K]	Temperatura da água da rede de abastecimento
$U$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Coefficiente de transferência de calor
$UA$	[W/K]	Condutância térmica
$U_L$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Coefficiente de primeira ordem para as perdas térmicas
$U_{LT}$	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	Coefficiente de segunda ordem para as perdas térmicas
$V_s$	[m <sup>3</sup> ]	Volume do reservatório
$W_{comp}$	[W]	Potência consumida pelo compressor da bomba de calor
$W_{fan}$	[W]	Potência consumida pelo ventilador da bomba de calor
$W_{hp}$	[W]	Potência total consumida pela bomba de calor

Alfabeto grego:

$\beta$	[graus]	Inclinação do coletor solar com relação à horizontal
$\gamma_w$	[1/K]	Coefficiente de dilatação térmica volumétrica da água
$\eta$	[-]	Eficiência de primeira lei
$\eta_c$	[-]	Eficiência instantânea do coletor solar
$\theta$	[graus]	Ângulo de incidência da radiação solar
$\mu_w$	[Pa.s]	Viscosidade absoluta da água
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Massa específica
$(\tau\alpha)$	[-]	Produto transmitância-absortância



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>59</b>
<b>1.1</b>	<b>Apresentação do problema</b> .....	<b>59</b>
1.1.1	Energia solar térmica no Brasil .....	60
1.1.2	Bombas de calor para aquecimento de água.....	62
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b> .....	<b>65</b>
<b>1.3</b>	<b>Estrutura do trabalho</b> .....	<b>65</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>67</b>
<b>2.1</b>	<b>Sistemas Solares Convencionais</b> .....	<b>67</b>
<b>2.2</b>	<b>Sistemas Solares Combinados a Bombas de Calor</b> .....	<b>72</b>
<b>2.3</b>	<b>Modelo de Consumo de Água Quente</b> .....	<b>78</b>
2.3.2	Bactéria <i>Legionella</i> .....	85
<b>2.4</b>	<b>Conclusões</b> .....	<b>87</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>89</b>
<b>3.1</b>	<b>Descrição dos Sistemas</b> .....	<b>89</b>
3.1.1	Considerações sobre sistemas prediais de água.....	90
3.1.2	Sistema Convencional 1 .....	91
3.1.3	Sistema Convencional 2 .....	92
3.1.4	Sistema ASHP .....	93
3.1.5	Sistema WSHP .....	93
<b>3.2</b>	<b><i>Transient System Simulation Tool - TRNSYS</i></b> .....	<b>94</b>
3.2.1	Coletor solar .....	95
3.2.2	Tratamento dos dados meteorológicos .....	100
3.2.3	Reservatório térmico .....	100
3.2.4	Bomba de calor ar-líquido .....	106
3.2.5	Bomba de calor líquido-líquido.....	107
3.2.6	Válvula de mistura e válvula termostática.....	108
3.2.7	Perfil de consumo de água .....	109
<b>3.3</b>	<b>Indicadores de desempenho</b> .....	<b>109</b>
3.3.1	Fator de desempenho sazonal.....	110
3.3.2	Fração solar e fração de economia de energia.....	111
3.3.3	Frações para o aquecedor auxiliar e a bomba de calor .....	113
3.3.4	Eficiência média dos coletores solares.....	114
<b>3.4</b>	<b>Parâmetros das simulações</b> .....	<b>114</b>
3.4.1	Parâmetros gerais .....	114
3.4.2	Coletor solar .....	115
3.4.3	Dados meteorológicos .....	117
3.4.4	Reservatório térmico .....	118
3.4.5	Bombas de calor .....	118
3.4.6	Modelo de consumo de água quente .....	119

3.4.7	Temperatura de consumo e bactéria <i>Legionella</i> .....	120
<b>3.5</b>	<b>Estratégias de Controle .....</b>	<b>120</b>
3.5.2	Sistema Convencional 1 .....	122
3.5.3	Sistema Convencional 2 .....	123
3.5.4	Sistema ASHP .....	123
3.5.5	Sistema WSHP .....	125
<b>3.6</b>	<b>Análise econômica .....</b>	<b>127</b>
3.6.2	Parâmetros econômicos.....	130
<b>3.7</b>	<b>Análise de Incertezas: Método de Monte Carlo .....</b>	<b>133</b>
<b>3.8</b>	<b>Conclusões .....</b>	<b>135</b>
<b>4</b>	<b>DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>137</b>
<b>4.1</b>	<b>Desempenho térmico.....</b>	<b>137</b>
4.1.2	Influência da variação do volume dos reservatórios .....	139
4.1.3	Comparação entre os sistemas .....	145
<b>4.2</b>	<b>Análise econômica .....</b>	<b>153</b>
<b>4.3</b>	<b>Análise de Monte Carlo .....</b>	<b>154</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS</b>	
<b>FUTUROS .....</b>		<b>161</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusões .....</b>	<b>161</b>
<b>5.2</b>	<b>Sugestões para trabalhos futuros.....</b>	<b>163</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>		<b>167</b>
<b>APÊNDICE A.....</b>		<b>174</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Apresentação do problema

A geração de energia elétrica no Brasil é majoritariamente baseada no potencial hídrico do país, correspondendo por aproximadamente 60% da oferta interna de energia elétrica (EPE, 2016). Em 2015, pelo quarto ano consecutivo, devido a condições hidrológicas desfavoráveis, houve redução da energia hidráulica disponibilizada: a oferta interna de energia elétrica de fonte hídrica registrou redução de 3,7% em relação a 2014 (BEN, 2016). Em 2014 o decréscimo foi de 4,5% comparado a 2013; em 2013 de 5,4% em relação a 2012; e, em 2012, a redução foi de 1,9% com relação ao ano anterior (EPE, 2015; EPE, 2014; EPE, 2013). A menor oferta de origem hídrica é, por sua vez, equilibrada pela utilização de centrais elétricas movidas a carvão mineral, biomassa e energia eólica.

A limitação do fornecimento de energia pela dependência de ciclos hidrológicos favoráveis resulta em crises de abastecimento, com interrupções no fornecimento e casos de apagões, além de causar aumento na tarifa elétrica, visto que a operação de centrais térmicas onera o sistema. Proclamar à população que seja feito uso racional dos recursos e/ou promover políticas de racionamento forçado não será suficiente para garantir estabilidade no fornecimento de energia elétrica. É necessário que sejam tomadas medidas estruturais e de longo prazo, como diversificação da matriz energética, descentralização da geração de energia, utilização de fontes de energia renováveis e melhora da eficiência dos equipamentos e sistemas movidos à energia elétrica.

Neste cenário, dois grandes consumidores de energia elétrica são identificados: os setores residencial e comercial que, juntos, foram responsáveis por mais de 36% do consumo total de eletricidade em 2015 (EPE, 2016). O setor industrial responde, no mesmo período, por aproximadamente 32% do consumo de energia elétrica.

De toda a energia consumida pelo setor residencial em 2015, 45,2% foi energia elétrica, seguida pelo consumo de gás liquefeito de petróleo (GLP) e lenha, com 26,2% e 25,4%, respectivamente (EPE, 2016). Além disso, cerca de um quarto do total de energia elétrica consumida em uma residência é direcionado à operação do chuveiro elétrico, ficando atrás apenas do consumo de refrigeradores (PROCEL, 2008). Outra característica importante do setor residencial brasileiro releva que mais de 70% dos sistemas de aquecimento de água utilizam

energia elétrica como fonte de aquecimento – dos quais quase a totalidade corresponde a chuveiros elétricos. Aproximadamente 6% dos sistemas remanescentes são movidos a gás (GLP ou gás natural canalizado) e apenas 0,4% correspondem a aquecimento solar. Cerca de 20% das residências não utilizam nenhuma forma de aquecimento (PROCEL, 2008).

Por outro lado, guardadas as devidas proporções, apesar de ser categorizados como parte do setor comercial, estabelecimentos de hospedagem apresentam características de consumo semelhantes às verificadas para o setor residencial, a exemplo da climatização do ambiente e do aquecimento de água para uso sanitário. Depois da eletricidade, o energético mais utilizado pelas unidades do setor hoteleiro e de motéis também é o GLP, basicamente para cocção e aquecimento de água (PROCEL, 2005). Conforme dados do Departamento Nacional de Aquecimento Solar (DASOL) da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), o aquecimento de água em empreendimentos hoteleiros corresponde a cerca de 20% do consumo de energia elétrica e de até 40% do consumo global de recursos energéticos. Além disso, segundo a Federação Brasileira de Hospedagem e Alimentação (FBHA), os gastos do setor hoteleiro e de alimentação com energia elétrica chegam a 15% do total, atrás apenas dos custos de mão de obra (20 a 25%).

Sob a perspectiva da Segunda Lei da Termodinâmica, a problemática na qual está inserido este trabalho reside no uso contraditório da energia elétrica para aquecimento de água por meio dos chuveiros elétricos, visto que a conversão de trabalho em calor é pouco eficiente. Ademais, no Brasil, o emprego do chuveiro elétrico em larga escala ainda é responsável pelo pico de consumo de energia que ocorre entre as 18h e 21h (PROCEL, 2008). Por fim, o uso intensivo de combustíveis fósseis – acompanhados de suas inseparáveis emissões poluentes – como alternativa ao chuveiro elétrico é igualmente incoerente com a alta incidência de radiação solar no Brasil.

### 1.1.1 Energia solar térmica no Brasil

A viabilidade técnica e econômica do emprego de sistemas solares para aquecimento doméstico de água no Brasil foi demonstrada anteriormente por Passos (2011). Com base em diferentes cenários de tarifação de energia elétrica e de subsídios ao equipamento solar, o autor comprova a viabilidade econômica da introdução do sistema de aquecimento solar para consumidores de todas as regiões do país. Visto que

toda a malha da rede elétrica brasileira é superdimensionada para atender à demanda de pico, para o setor elétrico, os resultados apontam uma economia de pelo menos R\$ 560,00 por cada chuveiro que deixa de ser instalado (PASSOS, 2011). Martins *et al.* (2012) apresentam diferentes cenários para aplicações da energia solar térmica no Brasil. Novamente, o potencial da utilização de energia solar para aquecimento de água em pequena e larga escalas no país é corroborado pelos autores.

Uma pesquisa de posse e hábitos de consumo de energia realizada por meio do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL) mostrou que, no período de 2004 a 2006, sistemas solares residenciais para aquecimento de água apresentavam tímida aceitação por parte da população. A região Sudeste apresentou o maior percentual de pré-disposição em substituir o sistema de aquecimento de água convencional elétrico por um sistema solar (18%). Por outro lado, a região Sul mostrou-se a mais resistente à mesma mudança, com apenas 6,1% de aceitação (PROCEL, 2008). Contudo, ao longo da última década, é possível e provável que estas estimativas tenham aumentado, haja vista o desenvolvimento e a consolidação da tecnologia no mercado, além do crescente apelo pela preservação do meio ambiente e pelo emprego de energias renováveis.

Em 2015, foi divulgado pela *International Agency of Energy* (IAE) o mais recente relatório a respeito do atual mercado mundial de energia solar térmica, intitulado “*Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply*” (IAE, 2015). O documento apresenta dados de mercado de mais de 60 países obtidos no final de 2013, cobrindo aproximadamente 95% do mercado mundial. No relatório, são considerados coletores solares com cobertura de vidro e coletores solares simples, sem cobertura. De acordo com os dados, o Brasil possui a terceira (2055 MWth) e a quarta (4671 MWth) maiores capacidades instaladas de coletores sem e com cobertura, respectivamente. Os valores absolutos de capacidade instalada são também analisados com relação ao número de habitantes. O novo indicador mostra que, no caso de coletores sem cobertura, o país ocupa a nona posição, com 10,2 kWth instalados para cada 1000 habitantes, atrás de países como Áustria, República Tcheca, Suíça, Holanda e Canadá. Considerando-se coletores com cobertura, o país ocupa apenas a trigésima terceira posição, com 23,1 kWth instalados para cada 1000 habitantes.

A despeito da alta incidência de radiação solar em praticamente todo o território brasileiro, o relatório da IEA indica que (1) a capacidade instalada de coletores solares satisfaz o consumo de apenas uma parte da população; e, (2) o aproveitamento da energia solar térmica ainda é

insipiente no Brasil, se comparado aos dados de outros países, em especial daqueles com menor disponibilidade de radiação solar. Assim, tendo-se em vista o baixo aproveitamento e a baixa aceitabilidade de sistemas solares térmicos no Brasil, espera-se que o presente trabalho contribua para a promoção desta tecnologia, como alternativa para redução do consumo de energia para aquecimento de água, por meio do emprego de fontes renováveis.

### 1.1.2 Bombas de calor para aquecimento de água

Nos anos 70, a crise do petróleo mudou o foco das pesquisas em energia e, neste período, grandes esforços foram concentrados no desenvolvimento de meios de conversão de energia que utilizassem fontes de energia alternativas (KARA *et al.*, 2008; ISLAM *et al.*, 2013). Assim, foi também em cenário de crise energética que as bombas de calor passaram a ser utilizadas para fins de condicionamento de ar e aquecimento de água. Com o aumento do investimento no desenvolvimento de bombas de calor, as dificuldades técnicas inicialmente encontradas foram superadas e a tecnologia foi consolidada. Neste contexto, foram propostos os primeiros sistemas solares combinados com bombas de calor para aquecimento de água (PIETSCH *apud* HEPBASLI; KALINCI, 2009; ISLAM *et al.*, 2013).

Diferentes configurações são possíveis: desde a simples e direta introdução da bomba como fonte de energia auxiliar a sistemas onde a bomba de calor atua segundo estratégias de operação complexas. A vantagem dos sistemas que empregam bombas de calor como fonte de energia auxiliar é ativação da bomba de calor em detrimento do aquecedor auxiliar elétrico ou a gás comumente empregado, uma vez que a bomba de calor utiliza a energia elétrica de forma mais eficiente. O ganho em consequência desta troca é representado pelo coeficiente de performance (COP) da bomba de calor: uma bomba de calor que opera com um COP constante igual a três e consome 1 kW de energia elétrica, entregará uma quantidade de energia equivalente a 3 kW. Já para um aquecedor elétrico, esta relação é aproximadamente de um para um. No caso de um aquecedor a gás, a vantagem da utilização de uma bomba de calor como aquecedor auxiliar deve ser computada com relação aos valores de mercado do kW elétrico, consumido pela bomba de calor, e do kW da combustão do gás.

Sob outra perspectiva, configurações com maior grau de complexidade podem promover condições mais adequadas à operação tanto dos

coletores como da bomba de calor, mitigando desvantagens decorrentes da operação individual de cada um.

Por um lado, a função de uma bomba de calor conjugada a um sistema solar pode ser a diminuição da temperatura de entrada do fluido que circula no coletor,  $T_{c,i}$ , aumentando o potencial de absorção da radiação solar, representado pelo fator  $(T_{c,i}-T_{amb})/G_T$ , onde  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente e  $G_T$  é a radiação solar incidente no plano inclinado (isto é, no coletor solar). O resultado é o aumento da eficiência do coletor  $\eta$ , conforme ilustrado na Figura 1.1. Diminuindo-se a temperatura de entrada da água no coletor solar, o ponto de referência A desloca-se para a esquerda sobre a curva, no sentido do aumento da eficiência, até o ponto B. Ainda, é possível passar de um ponto de eficiência negativa como o ponto C, onde o coletor solar não operaria, para um ponto de eficiência positiva (ponto D), onde o coletor passa a operar. Vale ressaltar que o mesmo efeito é alcançado com a diminuição da temperatura ambiente,  $T_{amb}$ , mas que esta é um parâmetro de difícil ou nenhum controle (STERLING, 2011).

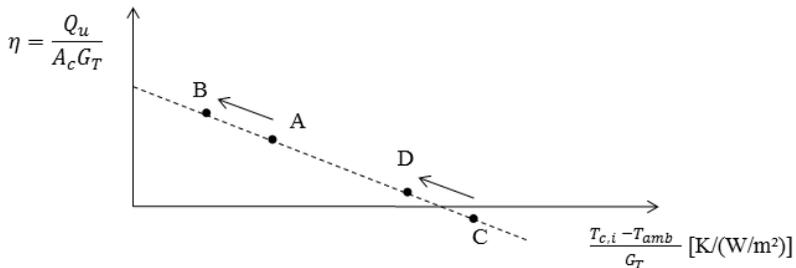


Figura 1.1- Efeito da diminuição da temperatura do fluido que entra no coletor solar na curva de eficiência de um coletor solar de placa plana (adaptado de STERLING, 2011).

Nos meses de inverno, a energia absorvida pelos coletores solares fornece água a temperaturas relativamente baixas para consumo direto pelo usuário. Tais níveis de temperatura são, contudo, adequados como fonte de energia para a bomba de calor. Assim, apesar de soar contraditório, haja vista que o objetivo do sistema é o aquecimento da água, a diminuição da temperatura de operação do coletor é compensada tanto pelo aumento da eficiência do coletor solar quanto pela operação mais eficiente da bomba de calor. Nesse contexto, o sistema combinado compensa a redução de desempenho do sistema solar convencional durante períodos de baixa radiação solar. Ainda, a operação do sistema solar a

temperaturas mais baixas também viabiliza a utilização de coletores sem cobertura, reduzindo o custo do sistema.

Estudos indicam que o custo adicional decorrente da introdução da bomba de calor em um sistema solar convencional torna difícil a justificativa econômica da sua aplicação em residências individuais (CHANDRASHEKAR *et al.*, 1982; STERLING e COLLINS, 2012; BANISTER e COLLINS; 2015). Por outro lado, condomínios residenciais e empreendimentos hoteleiros, dado seu grande porte, permitem maior investimento inicial. Nestes casos, espera-se que o custo inicial seja suavizado pelo total de apartamentos, tornando o sistema mais atrativo. Além disso, é possível explorar economias de escala, uma vez que o custo da energia diminui com o aumento do tamanho do sistema.

Além de condomínios residenciais e hotéis, ainda é possível a aplicação de sistemas solares combinados a bombas de calor para atender à demanda de aquecimento de hospitais e clínicas de internamento, já que estes demandam igualmente grandes quantidades de água quente para atender às necessidades de alojamento, lavanderia e/ou cozinha.

Por fim, conforme o posicionamento da bomba de calor em relação ao campo de coletores e aos reservatórios térmicos, é possível estabelecer diversas configurações para os sistemas combinados, decisão que influencia diretamente o desempenho do sistema. Além da própria configuração de instalação dos componentes do sistema, a influência de parâmetros como a área total de coletores, a capacidade da bomba de calor e o volume total de armazenamento deve ser considerada. Ainda, a localização geográfica da instalação também condiciona a operação tanto do coletor solar, quanto da bomba de calor – direta ou indiretamente. Todas estas questões não são triviais. Destaca-se, deste modo, a importância do trabalho computacional no sentido de simular e avaliar diferentes configurações, com o propósito de determinar o dimensionamento térmico e econômico ótimos para cada uma delas.

Isto posto, considera-se que (1) há potencial para o desenvolvimento e aplicação de tecnologias baseadas em energia solar para aquecimento de água no Brasil; (2) sistemas solares combinados a bombas de calor podem ser promissores no cenário energético brasileiro, visto que correspondem ao apelo pelo emprego de energias renováveis, por valer-se de energia solar, e satisfazem a necessidade de utilização racional dos recursos, devido à utilização mais eficiente de energia elétrica pela bomba de calor; (3) deve-se explorar a aplicação de sistema combinados para satisfazer a demanda de consumidores de grande porte; (4) devido ao grande número de parâmetros variáveis a ser considerados no dimensionamento sistemas solares térmicos combinados a bombas de calor, o

trabalho computacional é importante na medida que permite a avaliação de diferentes possibilidades de forma rápida e eficiente.

## 1.2 Objetivos

Com base no exposto, este trabalho busca apresentar alternativas para o aquecimento de água em larga escala, explorando a sinergia de operação entre coletores solares e bombas de calor. Assim, o objetivo principal deste trabalho é analisar a viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados com bomba de calor para aquecimento de água no Brasil, com foco em consumidores de grande porte.

A partir do objetivo geral do trabalho, é possível pontuar objetivos específicos, que devem ser satisfeitos no decorrer do andamento do trabalho, quais sejam:

- com base na literatura, (1) realizar o levantamento de estudos consistentes e relevantes ao tema da pesquisa; (2) estabelecer configurações adequadas para o sistemas solares combinados a bombas de calor; (3) reunir informações sobre dados técnicos de operação de coletores solares e bombas de calor;
- estabelecer uma metodologia para análise técnica e econômica dos sistemas;
- analisar a influência de diferentes parâmetros de dimensionamento no comportamento dos sistemas;
- comparar o desempenho térmico dos sistemas combinados em relação ao sistema solar convencional;
- analisar a influência do padrão de consumo de água quente no comportamento do sistema;
- realizar a otimização das configurações segundo o critério do ganho líquido no ciclo de vida do empreendimento, que representa o retorno econômico ao usuário, buscando-se determinar uma configuração que proporcione a melhor relação custo-benefício no decorrer de sua vida útil.

## 1.3 Estrutura do trabalho

A partir deste capítulo introdutório, o presente trabalho será organizado na forma dos capítulos de Revisão Bibliográfica, Metodologia, Discussão dos Resultados e Conclusão, nesta ordem.

O Capítulo 2 contextualiza o leitor por meio da revisão do conteúdo disponível na literatura com relação aos principais assuntos aborda-

dos neste trabalho. Primeiramente, é apresentada uma visão geral sobre sistemas solares convencionais para aquecimento doméstico de água, buscando-se destacar estudos brasileiros de referência no assunto. Na sequência, sistemas solares combinados a bombas de calor são abordados. Por fim, são apresentados alguns aspectos importantes com relação ao padrão de consumo de água quente.

A metodologia adotada é descrita no Capítulo 3. Para auxiliar o leitor na compreensão das etapas seguidas, já no início do capítulo, encontra-se a síntese dos sistemas estudados, onde são destacadas as particularidades de cada um. Em seguida, as ferramentas de simulação e os modelos matemáticos para os principais componentes dos sistemas são detalhados. Os principais indicadores de desempenho utilizados para caracterização do comportamento térmico de sistemas solares convencionais e combinados a bombas de calor são então introduzidos. A partir da descrição dos componentes, os parâmetros de entrada necessários às simulações são devidamente apresentados. Valendo-se do que foi exposto até então, as estratégias de controle de cada sistema são detalhadas. Por fim, os métodos utilizados para a análise econômica e para a análise de incertezas são descritos.

No Capítulo 4, com base nos indicadores de desempenho previamente definidos e nas simulações realizadas, os resultados obtidos para cada sistema são discutidos e, em seguida, comparados entre si. A análise econômica evidencia posteriormente o desempenho econômico dos sistemas em termos do ganho líquido no ciclo de vida. A última análise deste capítulo avalia o impacto de incertezas no padrão de consumo no desempenho dos sistemas. E, finalmente, no último capítulo são apresentados os desdobramentos e conclusões decorrentes deste trabalho, bem como sugestões para trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Sistemas Solares Convencionais

Sistemas solares para aquecimento de água são compostos essencialmente pelos seguintes elementos: coletor solar, reservatório térmico e um aquecedor auxiliar. O coletor solar é, sem dúvida, o principal dentre os três, sendo o responsável por absorver a radiação solar e transferi-la para o fluido do circuito solar ou diretamente para a água de consumo, conforme a configuração do sistema.

Os coletores mais utilizados para aquecimento doméstico de água são os coletores planos e coletores do tipo tubo-evacuado. O coletor plano, em sua forma mais tradicional, consiste de um conjunto de uma placa de superfície absorvedora isolada na parte inferior, e coberta por uma superfície transparente à radiação solar e responsável por diminuir as perdas térmicas para o ambiente (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Já os coletores de tubo-evacuado são formados pelo arranjo de dois tubos cilíndricos concêntricos, isolados entre si por meio de vácuo, o que atenua as perdas térmicas por condução e convecção, tornando-os mais eficientes (ROSA, 2012). Entretanto, essa estrutura mais complexa e robusta com relação às perdas reflete em maior preço, se comparada aos coletores planos. Em outra categoria ainda se encontram os coletores concentradores, cuja aplicação é adequada a níveis de temperatura mais elevados e, portanto, fora do escopo deste trabalho.

A título de ilustração, a Figura 2.1 compara as curvas de eficiência de dois coletores planos – um coletor metálico com cobertura e um coletor polimérico sem cobertura – e um coletor tubo a vácuo. Na figura, o fator  $\Delta T/G_T$  representa a disponibilidade de radiação solar, onde  $\Delta T$  é a diferença entre a temperatura do fluido entrando no coletor solar e uma temperatura de referência; e  $G_T$  é a radiação solar incidente no plano inclinado. Verifica-se que todas as curvas possuem valores próximos para o coeficiente linear, que representa o fator de ganho do coletor solar. Já as perdas do coletor são reproduzidas graficamente pelo coeficiente angular da curva. Neste sentido, de forma geral, para uma mesma variação de temperatura e mesmo valor de radiação solar, o coletor plano polimérico tem desempenho inferior ao coletor plano metálico, e que ambos os coletores planos são menos eficientes que o coletor tubo-evacuado.

Sendo o Brasil um país de condições climáticas predominantemente amenas, geralmente os coletores de placa plana são suficientes

para atingir os níveis de temperatura exigidos em projetos de aquecimento de água residencial e comercial, além de diminuir o investimento inicial sem perder significativamente em eficiência.

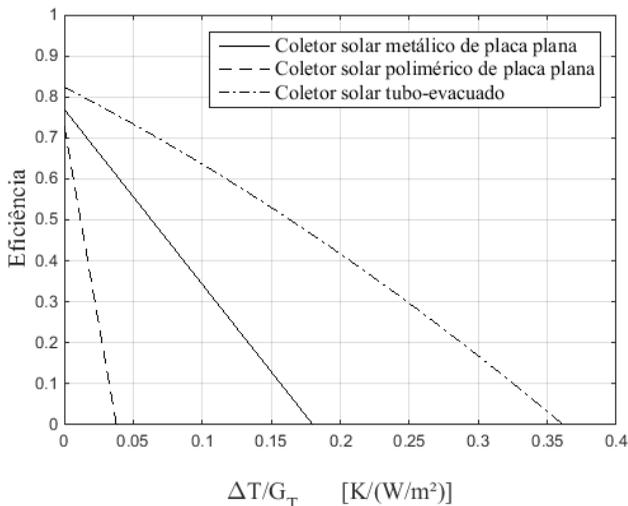


Figura 2.1- Curva de eficiência para dois coletores planos (metálico e polimérico) e um coletor tubo a vácuo (elaborado pelo autor).

O reservatório térmico é especialmente importante quando há defasagem entre os períodos de consumo e de disponibilidade de radiação solar. Costuma-se associar o volume do reservatório com a área de coletores utilizada, o que é bastante adequado para fins de otimização. Na literatura, recomenda-se investir de 50 a 100 litros em volume de armazenamento de energia a cada metro quadrado coberto por coletores (DUFFIE; BECKMAN, 2006; WEISS, 2003). Outro aspecto que deve ser considerado é o efeito da estratificação térmica que ocorre devido à diferença de temperatura ao longo da altura do reservatório. Recomenda-se utilizar equipamentos na vertical e configurar as entradas e saídas de fluido no reservatório de modo a promover este efeito (KLEIN; ALVARADO, 2010).

A Figura 2.2 mostra esquematicamente diferentes configurações de projeto para a instalação do aquecedor auxiliar (ou de *backup*), quais sejam: a) internamente ao reservatório, b) externamente em série ao reservatório e c) externamente em paralelo ao reservatório. O aporte de energia auxiliar pode ser, portanto, diretamente no reservatório térmico ou para aquecer uma porção de água (aquecedor de passagem). Já a

fonte de energia a ser empregada varia conforme a disponibilidade e o preço locais.

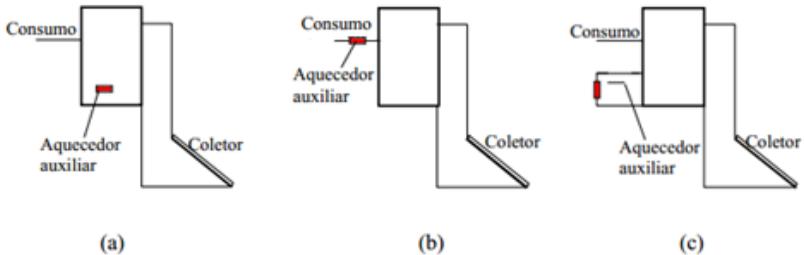


Figura 2.2- Esquema de alternativas para posicionamento do aquecedor auxiliar: a) aquecedor auxiliar interno ao reservatório, b) aquecedor auxiliar externo e em série ao reservatório (aquecedor de passagem) e c) aquecedor auxiliar externo e em paralelo ao reservatório (LAFAY, 2005).

Os três elementos do sistema descritos anteriormente podem ser arranjados de maneiras diferentes, conforme as especificações de projeto, para compor o sistema de aquecimento. A Figura 2.3 mostra algumas destas possíveis configurações. Com relação à forma de circulação do fluido no coletor solar, destacam-se dois modos diferentes de operação: convecção natural, configurando um sistema passivo, também conhecido como termossifão; ou por convecção forçada, sendo o sistema, neste caso, classificado como sistema ativo.

Nos sistemas passivos, o fluido circula entre o coletor solar e o reservatório pela combinação dos efeitos da gravidade e de variação de densidade. Por este motivo, o reservatório deve ser posicionado acima dos coletores solares, para que o fluido frio, com maior densidade, escoe para a entrada do coletor solar e absorva energia solar, com consequente aumento de temperatura. Então, com menor densidade, o fluido é capaz de retornar ao reservatório e completar o circuito. A Figura 2.3A ilustra um sistema passivo para aquecimento de água. Devido à maior simplicidade de funcionamento e disponibilidade razoável de radiação solar em praticamente todo o território brasileiro, o sistema passivo é o mais utilizado no Brasil (POZZEBON, 2007).

Quando se utiliza uma bomba hidráulica para criar o gradiente de pressão capaz de promover a circulação do fluido pelo coletor solar, não há restrição quanto ao posicionamento do reservatório, pois as barreiras ao escoamento do fluido serão transpostas pelo fluxo imposto pela bomba hidráulica. Contudo, neste caso, a circulação do fluido depende do acionamento da bomba, que deve ser feito por meio de um dispositivo

capaz de controlar o fluxo conforme parâmetros pré-estabelecidos (Figura 2.3C).

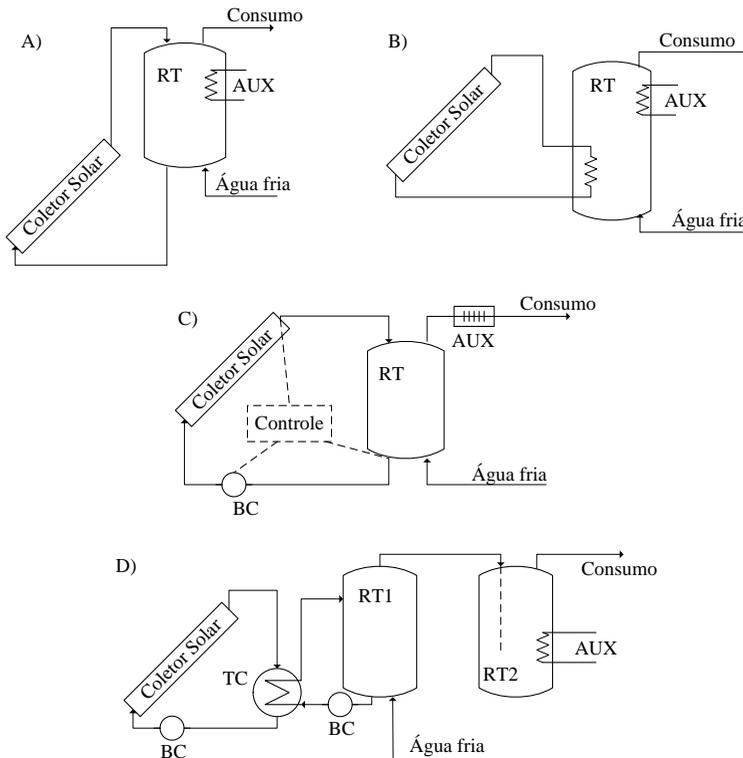


Figura 2.3- Possíveis configurações de montagem para sistemas solares de aquecimento de água: a) sistema solar em termosifão; b) sistema solar com circuito anti-congelamento do fluido do coletor solar e trocador de calor interno ao reservatório; c) sistema solar com reservatório único e circulação forçada; e, d) sistema solar com circuito anti-congelamento do fluido do coletor solar e trocador de calor externo ao reservatório (adaptado de DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Para sistemas convencionais de aquecimento solar de água, é suficiente a utilização de um controlador diferencial que atue por meio da medição da temperatura na parte inferior do reservatório, ou seja, a temperatura aproximada do fluido entrando no coletor solar, e da temperatura na saída do coletor solar. Quando este diferencial de temperatura é

inferior ao limite estabelecido ou quando a temperatura do reservatório atingir uma temperatura desejada, a bomba de circulação é desligada.

Uma vez que é necessário utilizar dispositivos adicionais no caso de sistemas ativos, o custo destes sistemas aumenta em comparação aos sistemas passivos. Entretanto, apesar de mais complexos e mais caros, os sistemas ativos permitem maior flexibilidade com relação ao posicionamento dos coletores e do reservatório térmico.

No Brasil, poucos estudos consistentes foram realizados no sentido de avaliar a viabilidade do emprego de sistemas solares para aquecimento doméstico de água. Um estudo que se destaca como referência na avaliação do impacto de sistemas solares em residências brasileiras foi conduzido por Passos (2011). O autor analisou o desempenho de quatro diferentes configurações de sistemas solares por convecção natural em 19 cidades distribuídas em todo o território brasileiro. Em suma, os casos estudados foram:

- 1) sistema similar à configuração da Figura 2.2A e Figura 2.3a, onde a resistência elétrica é instalada internamente ao reservatório;
- 2) sistema no qual um aquecedor de passagem é conectado em série entre a saída do reservatório e o ponto de consumo, de modo a fornecer apenas a quantidade necessária de energia para que a temperatura de consumo desejada seja alcançada (caso similar ao esquema da Figura 2.2B);
- 3) sistema solar com dois reservatórios em série e resistência interna no segundo (similar ao esquema da Figura 2.2D); e,
- 4) mesma configuração do caso 03, porém com restrição do acionamento da resistência interna apenas entre 0h e 6h.

De acordo com os resultados obtidos, dentre os sistemas estudados pelo autor, o sistema com o aquecedor de passagem se mostrou a configuração mais adequada para a maioria das cidades brasileiras contempladas no estudo. Um indicador de desempenho geralmente utilizado para avaliar sistemas solares é a fração solar, que quantifica a parcela da demanda por energia que é fornecida pelo aquecimento solar. Para as cidades analisadas pelo autor, o valor mais baixo foi de 0,58, obtido para Curitiba-PR, em seguida, as localidades de Santa Maria no interior do Rio Grande do Sul, São Paulo e Florianópolis obtiveram frações solares anuais de 0,68, 0,71 e 0,74, respectivamente. Nas cidades do Rio de Janeiro, Belo Horizonte e Brasília, a fração solar anual ficou em torno de 0,90. Já as cidades situadas nas regiões Norte e Nordeste do Brasil apresentaram uma fração solar anual superior a 0,93. Além disso, verifi-

cou-se reduções do pico de consumo de pelo menos 85% (região Sul) a um máximo de 95% nas regiões Norte e Nordeste (PASSOS, 2011).

Por meio de análise econômica, foi estimado o impacto da introdução de sistemas solares no Brasil, com foco tanto no consumidor quanto para na concessionária de energia. Com base em diferentes cenários de tarifação de energia elétrica e subsídios ao equipamento solar, o autor comprova a viabilidade econômica da introdução do sistema de aquecimento solar para consumidores de todas as regiões do país. Para o setor elétrico, os resultados apontam uma economia potencial de pelo menos R\$ 560,00 por cada chuveiro que deixar de ser instalado (PASSOS, 2011).

## 2.2 Sistemas Solares Combinados a Bombas de Calor

Há dois principais tipos de sistemas para aquecimento de água e ambiente combinando coletores solares e bombas de calor, a saber: sistemas de expansão direta e indireta. Os primeiros utilizam a bomba de calor como uma unidade fechada dentro do sistema: a energia solar é transferida indiretamente para o evaporador por meio de um trocador de calor, em seguida, o fluido de trabalho da bomba de calor realiza seu ciclo de compressão e entrega energia ao reservatório através do condensador (Figura 2.4). Este sistema tem por vantagem maior facilidade de instalação e manutenção, pois em caso de falha da bomba de calor ou do campo de coletores, os circuitos do coletor e da bomba de calor poderão ser facilmente isolados.

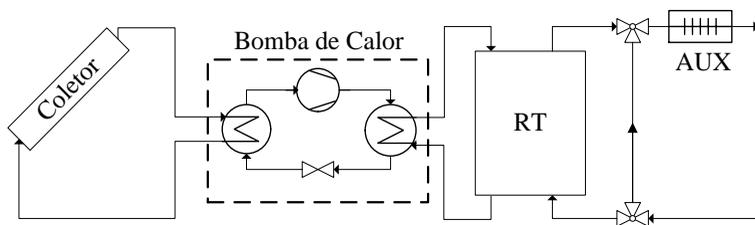


Figura 2.4- Esquema de um sistema de expansão indireta.

Por outro lado, em sistemas de expansão direta, o coletor solar atua diretamente como evaporador da bomba de calor (CHATURVEDI *et al.*, 1998; CHYNG *et al.*, 2003; HUANG *et al.*, 2003; KUANG *et al.*, 2003). Desta forma, elimina-se a necessidade de se utilizar um trocador de calor entre os circuitos da bomba de calor e do coletor. Por conse-

quência, a queda de temperatura entre o coletor solar e a bomba de calor pela introdução de um trocador de calor no sistema de expansão indireta é eliminada. Além disso, o fluido no coletor expande devido à absorção direta de energia solar, o que proporciona temperaturas de evaporação mais elevadas, resultando em melhor desempenho da bomba de calor. No entanto, algumas dificuldades ainda permanecem: (1) como operar o evaporador utilizando uma fonte de calor intermitente; (2) maiores perdas térmicas, já que o evaporador deve ficar exposto à radiação solar e, portanto, ao ambiente; e, (3) necessidade de consolidação de projetos construtivos mais adequados (SCARPA *et al.*, 2011). A Figura 2.5 apresenta o esquema de um sistema do tipo expansão direta.

Por fim, como o coletor faz parte do sistema da bomba de calor, em caso de manutenção, será necessário drenar o fluido de trabalho de todo o sistema, resultando em uma operação trabalhosa que poderá onerar os serviços de manutenção e, possivelmente, desencorajar potenciais usuários.

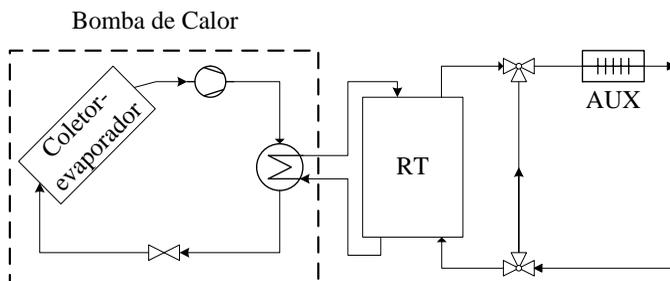


Figura 2.5- Esquema de um sistema de expansão direta.

Sob outra perspectiva, para sistemas de expansão indireta, é possível estabelecer inúmeras configurações diferentes, visto que a bomba de calor é inserida no sistema como uma unidade fechada. Em geral, a bomba de calor pode ser utilizada diretamente como aquecedor auxiliar (AHMAD *et al.*, 2013; PARANAS *et al.*, 2013), ou em configurações mais complexas (FREEMAN *et al.*, 1979; STERLING, 2011; STERLING; COLLINS, 2012). Já em sistemas de expansão direta, o coletor solar fica restrito ao seu papel como evaporador da bomba de calor, diminuindo a flexibilidade no projeto de novas configurações.

Daqui em diante, a revisão bibliográfica enfocará apenas sistemas do tipo indireto, visto que permitem maior flexibilidade de configurações, além da maior facilidade de instalação. Buker e Riffat (2016) recentemente divulgaram o resultado de uma revisão bibliográfica siste-

mática abordando sistemas solares combinados a bombas de calor. Para informações detalhadas sobre o estado da arte de sistemas de expansão direta, recomenda-se a leitura da referência citada. A seguir serão detalhados estudos fundamentais para este trabalho.

Freeman *et al.* (1979) analisaram o desempenho de três diferentes sistemas solares combinados com bombas de calor, a saber: sistema em série, sistema em paralelo e sistema *dual-source*. Os sistemas são utilizados para fornecer água quente para consumo, bem como para o condicionamento de ar ambiente.

No primeiro, uma bomba de calor (BC) água-ar é utilizada para transferir energia para o ambiente fechado a partir do reservatório térmico (RT), conectado ao coletor solar, como pode ser visto na Figura 2.6. Quando a temperatura da água no reservatório é suficiente para satisfazer a demanda de condicionamento de ar, um caminho alternativo (*bypass*) é utilizado para a corrente de fluido e a corrente de ar é aquecida diretamente pelo fluido de armazenamento. Já o aquecimento de água ocorre em um circuito independente, através da troca de calor direta entre a corrente de consumo de água e o reservatório de armazenamento (*Domestic Water Heating - DHW*, na figura).

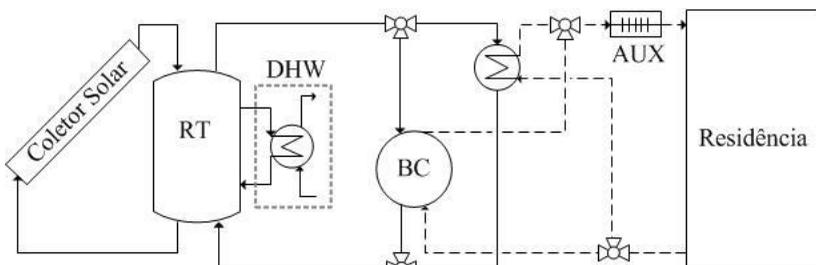


Figura 2.6- Esquema do sistema solar combinado em série (adaptado de Freeman *et al.*, 1979).

No segundo sistema, uma bomba de calor ar-ar é conectada apenas à corrente de condicionamento ar, atuando como fonte de energia auxiliar. Deste modo, o coletor solar e a bomba de calor operam em regimes independentes, caracterizando a operação dita em paralelo. O aquecimento da água ocorre de forma independente, como no sistema em série. O esquema deste sistema é apresentado na Figura 2.7.

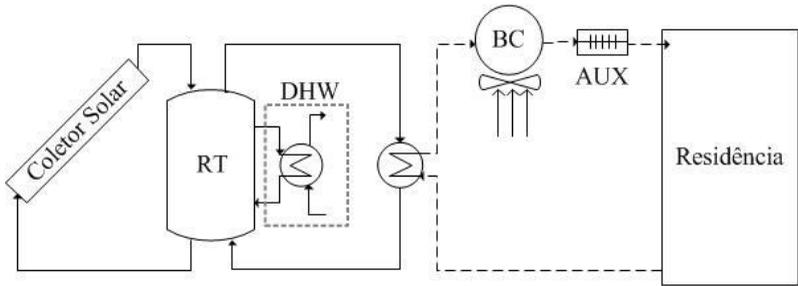


Figura 2.7 - Esquema do sistema solar combinado em paralelo (adaptado de Freeman *et al.*, 1979).

Por fim, o sistema *dual-source* pode ser visto como uma combinação dos dois sistemas anteriores (Figura 2.8). Ao empregar dois evaporadores – um combinado à corrente de fluido de armazenamento e outro combinado à corrente de ar externo – este sistema utiliza como fonte de energia tanto a energia solar coletada, quanto a energia disponível no ar ambiente. Neste caso, são possíveis três modos diferentes de operação para realizar o condicionamento do ar: diretamente pelo fluido de armazenamento (*by-pass*), através da bomba de calor em modo água-ar (sistema em série), e através da bomba de calor em modo ar-ar (sistema em paralelo). Novamente, o aquecimento de água é realizado de forma independente.

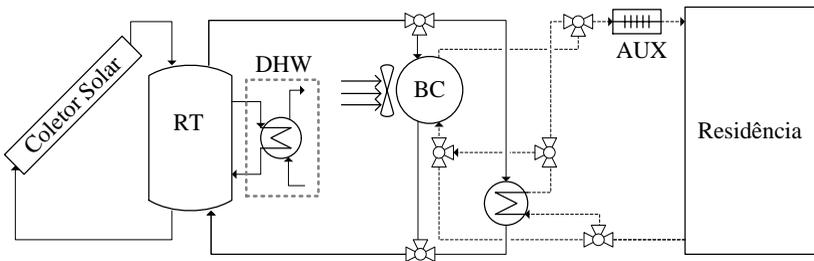


Figura 2.8- Esquema do sistema solar combinado *dual-source* (adaptado de Freeman *et al.*, 1979).

Os resultados apresentados pelos autores mostram que tanto o sistema em série quanto o sistema *dual-source* têm seu desempenho prejudicado devido à operação da bomba de calor, pois as temperaturas máximas experimentadas pelo reservatório de armazenamento ao longo do ano são inferiores em relação às verificadas no sistema em paralelo.

Com isso, nestes sistemas, a frequência de utilização do *by-pass* é menor e a fração de demanda por energia auxiliar é maior. Os sistemas em série e *dual-source* proporcionam condições mais adequadas de operação tanto para o coletor solar quanto para a bomba de calor, o que é refletido em valores superiores de eficiência do coletor solar e coeficiente de desempenho da bomba de calor, com relação ao sistema em paralelo. Contudo, o sistema em paralelo ainda possui melhor desempenho térmico global, apesar de apresentar menor eficiência do coletor solar e coeficiente de desempenho da bomba de calor, já que o maior nível de temperatura do reservatório permite utilizar o *by-pass* e aquecer o ambiente diretamente.

Paranas *et al.* (2013) propuseram um sistema solar térmico combinado com bomba de calor, no qual uma bomba de calor ar-líquido serve como fonte de energia auxiliar do sistema (Figura 2.9). Nesta configuração, ambos a bomba de calor e o coletor solar entregam calor ao reservatório em regimes de operação independentes. O modelo proposto foi experimentalmente validado pelos autores.

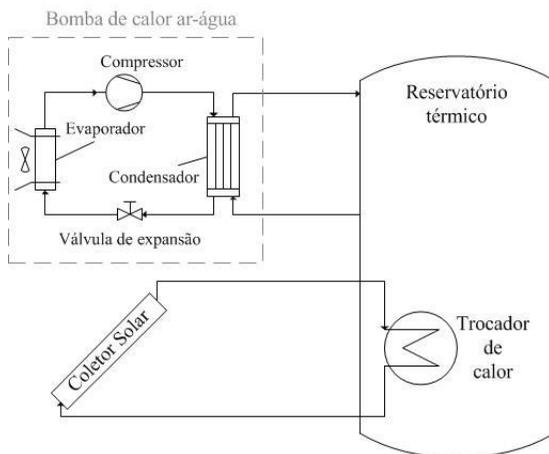


Figura 2.9- Esquema simplificado do sistema analisado (adaptado de Paranas *et al.*, 2013).

Os autores evidenciam que o sistema proposto é capaz de reduzir o consumo dos aquecedores auxiliares em 70% para o clima de Atenas (Grécia). Além disso, concluiu-se que a temperatura de ativação da bomba de calor é um parâmetro de importância para o desempenho do sistema, pois uma maior temperatura de condensação leva a bomba de calor a operar em condições menos favoráveis, diminuindo assim seu

coeficiente de desempenho. O rendimento dos coletores, por sua vez, não é influenciado pela alteração da temperatura de ativação da bomba de calor, já que o circuito do coletor solar é independente do circuito da bomba de calor. Neste estudo, dois perfis de consumo de água quente foram impostos ao sistema: (1) consumo equivalente a dois tanques de 280 litros de água a 318 K (45 °C) às 18h; e, (2) consumo equivalente a apenas um tanque (280 litros), também a 45°C e às 18h. Concluiu-se que, quando a demanda é reduzida, a presença de água remanescente no tanque prejudica a operação da bomba de calor.

Por fim, a influência da capacidade da bomba de calor também foi investigada. A análise mostrou que o perfil de consumo utilizado permite que o sistema acumule energia até o final do dia, de forma que o único efeito do aumento da capacidade da bomba é a diminuição do tempo que o sistema leva para atingir a temperatura desejada para consumo.

Com base na Figura 1.1, apresentada no Capítulo 1, Sterling (2011) propôs e comparou o desempenho de duas configurações distintas de sistemas solares combinados por bomba de calor. Em ambos os sistemas, a operação da bomba de calor tem impacto no desempenho dos coletores solares.

A primeira configuração, chamada pelo autor de *Dual Tank i-HPASDHW* (*indirect-Heat Pump Assisted Solar Domestic Hot Water*), utiliza uma bomba de calor líquido-líquido como meio para transferir energia entre os reservatórios solar e de consumo, como pode ser visto na Figura 2.10. Posteriormente, a estratégia de controle e os modos de operação deste sistema foram validados experimentalmente por Banister e Collins (2015).

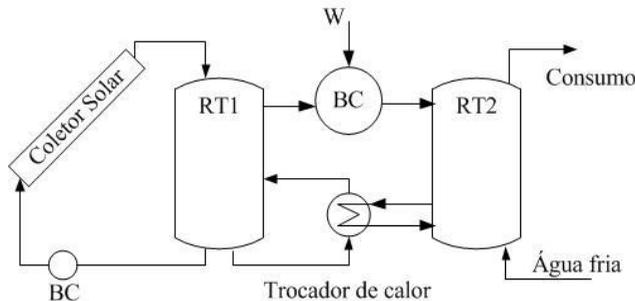


Figura 2.10- Esquema do sistema *Dual Tank i-HPASDHW* (adaptado de Sterling, 2011).

No segundo sistema, apresentando na Figura 2.11 e denominado *Solar-side* i-HPASDHW, uma bomba de calor líquido-líquido é empregada entre a entrada e a saída de coletor solar com a finalidade de aumentar a eficiência e o tempo de operação do coletor solar.

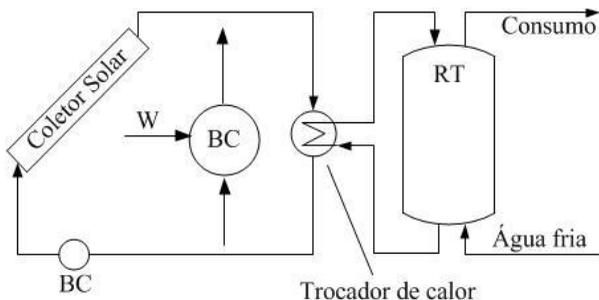


Figura 2.11- Esquema do sistema *Solar-side* i-HPASDHW (adaptado de Sterling, 2011).

Os sistemas são empregados em residências individuais para fornecimento de água a 55 °C, utilizando dados climatológicos para a cidade de Ottawa no Canadá. As análises do comportamento dos sistemas apontam melhor desempenho da configuração *Dual Tank* i-HPASDHW nos dias com baixa radiação solar, enquanto a configuração *Solar-side* i-HPASDHW apresentou desempenho superior nos dias claros de alta radiação. Em termos de fração anual e custos operacionais anuais, a configuração *Solar-side* i-HPASDHW apresentou resultados superiores aos demais sistemas estudados. Entretanto, vale evidenciar que a utilização do sistema solar convencional promove uma redução de aproximadamente 56% no custo de operação anual do sistema com relação ao aquecedor elétrico. Reduções adicionais de 15% e 25% com relação ao sistema solar convencional são proporcionadas pelos sistemas *Dual Tank* e *Solar-side*, respectivamente.

### 2.3 Modelo de Consumo de Água Quente

Os hábitos de consumo, incluindo a quantidade de água, a temperatura e o horário, são influenciados por várias características da residência: ocupação, nível social, qualidade e quantidade de eletrodomésticos instalados, clima regional, cultura, entre outros. A quantidade total e o perfil diário de consumo de água quente são dois parâmetros de comportamento estocástico, os quais, juntamente com a temperatura desejava-

da para consumo, constituem o modelo (ou padrão) de consumo de um consumidor ou conjunto de consumidores.

Em nível mundial, a criação de políticas energéticas para dar suporte à expansão da aplicação de sistemas solares levou ao desenvolvimento de ferramentas robustas de simulação e modelagem, capazes de capturar os efeitos do perfil de consumo em intervalos de tempo de alta resolução (GEORGE *et al.*, 2015). O conhecimento do padrão de consumo tem, portanto, importância decisiva na qualidade da previsão fornecida por estas ferramentas, bem como no próprio desempenho de sistemas solares de aquecimento doméstico de água.

No entanto, grande parte dos modelos utilizados na literatura utiliza padrões de consumo simplificados. Por exemplo, Freeman *et al.* (1979), assumem um consumo diário de 21,5 kg/h de água a 60 °C uniformemente distribuídos entre 6h e 19h; Paranas *et al.* (2013) utilizam apenas um pico de consumo de água a 45 °C às 18h; e, por fim, Sterling e Collins (2012), buscando representar quatro duchas diárias de baixa vazão, adotam quatro picos de consumo, às 6h, 8h, 20h e 22h, por um período de 15 minutos cada e a uma vazão de 300 kg/h a 55 °C.

A medição do consumo de água quente em intervalos temporais de alta resolução requer a instalação de fluxímetros e sistemas de aquisição de dados que são relativamente caros, especialmente para instalação em larga escala. Assim, muitos dos perfis de consumo disponíveis na literatura se baseiam em medições limitadas em tempo e unidades de medição, ou então em séries sintéticas (GEORGE *et al.*, 2015).

No Brasil, Salazar (2004) estabeleceu o perfil de consumo doméstico a partir da monitoração do consumo elétrico de 90 famílias de baixa-renda em Florianópolis-SC (Figura 2.12). Tal perfil condiz, portanto, com a realidade de consumo para a localidade em questão, sendo também dependente dos hábitos de consumo dos moradores destas 90 residências. A partir da determinação de um perfil de consumo diário, ao se dividir a vazão horária pelo total diário, obtém-se um perfil de consumo normalizado. Assim, por meio do escalonamento do perfil normalizado obtido, é possível simular aplicações de alto e baixo consumo de água quente, conforme se queira. É por este motivo que perfis normalizados são mais utilizados na literatura.

Com relação aos estudos citados anteriormente, Passos (2011) utiliza o perfil normalizado de Salazar (2004) adotando o consumo total diário de água quente de 200 litros. A quantidade diária de água quente consumida nos sistemas estudados por Freeman *et al.* (1979) e por Sterling e Collins (2012) totaliza 279,5 kg e 300 kg, respectivamente. Por outro lado, Paranas *et al.* (2013) analisaram a influência da quantidade

de água consumida, adotando primeiramente o valor de 560 L, equivalente ao volume do reservatório de armazenamento e, em seguida, 280 L, equivalente ao consumo de duas vezes o volume de armazenamento.

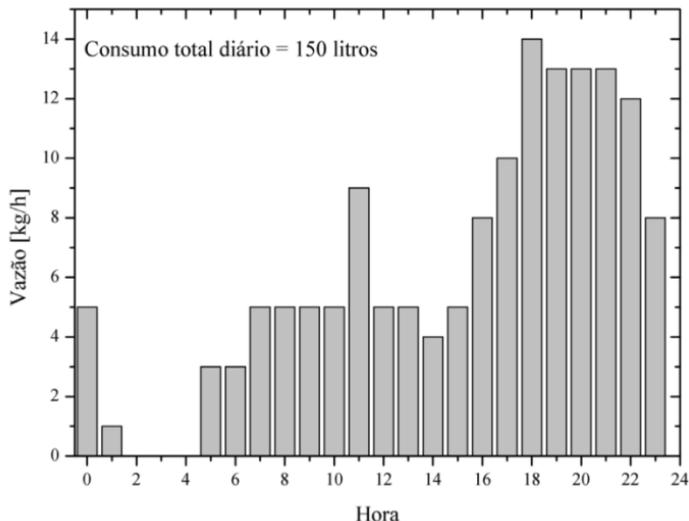


Figura 2.12- Perfil de consumo residencial obtido por Salazar (2004).

A Tabela 2.1 apresenta valores obtidos por diferentes autores para o consumo total diário por residência e/ou por residente. A *International Energy Agency* (IEA), por outro lado, sugere a utilização de um consumo total diário de 200 litros para o consumo de uma residência com uma única família (IAE, 2003), mas não informa o número de familiares. Destaca-se o resultado obtido por Papakostas *et al.*, 1995, indicando que o consumo diário por residente aumenta mais de 40% com a diminuição do número total de pessoas por residência.

Rankin e Rousseau (2006) traçaram o perfil de consumo de água quente para dois hotéis sul-africanos da mesma rede, ambos com o mesmo número de quartos e com as mesmas facilidades instaladas por quarto, além de cozinha e lavanderia centrais. Um deles localizado em Johannesburg, de clima moderado com chuvas no verão, e outro em Cape Town, caracterizado por clima litorâneo com chuvas no inverno. O perfil de consumo diário obtido para cada hotel pode ser visto na Figura 2.13. Nota-se que ambos apresentam um pico de consumo pela manhã, perto das 7h para Johannesburg e das 8h para Cape Town, devido à diferença de uma hora do nascer do sol entre uma cidade e outra.

Tabela 2.1- Valores de consumo total diário de água quente para uma residência para diferentes localidades no mundo.

<b>Localidade</b>	<b>Consumo total diário de água quente (litros por dia)</b>	<b>Consumo total per capita de água quente (litros por pessoa por dia)</b>	<b>Referência</b>
Florianópolis, Brasil	150	-	Salazar, 2004
Ontario, Canadá	236	47 – 86	Pearlman e Mills, 1985
América do Norte (9 estudos)	239	-	Becker e Stogsdill, 1990
Residência típica canadense	208	67	Swan <i>et al.</i> , 2011
Seattle, EUA	-	95	DeOreo <i>et al.</i> , 2000
Johannesburg, África do Sul	-	88,6 (média de 2,1 pessoas por residência), 66,8 (média de 3,3) e 61,5 (média de 3,7)	Papakostas <i>et al.</i> , 1995
Grécia	-	32,2	Meyer e Tshimankinda, 1997

No período estudado de 12 meses, registrou-se uma diferença média de consumo de 23% entre as duas cidades – 93,5 litros por pessoa em Johannesburg e 72,5 litros por pessoa em Cape Town. Além disso, Johannesburg apresentou uma diferença sazonal de consumo de 40%, contra 30% em Cape Town. Segundo os autores, as diferenças decorrem principalmente da diferença climática entre as cidades e do sistema de controle de cada hotel. No hotel em Cape Town, o sistema de controle rápido garante que água quente esteja sempre disponível ao usuário, enquanto que, em Johannesburg, a fins de conservação de energia, utiliza-se um sistema de controle de ação demorada, assim, até que haja

água disponível na temperatura de consumo, significante quantidade é desperdiçada.

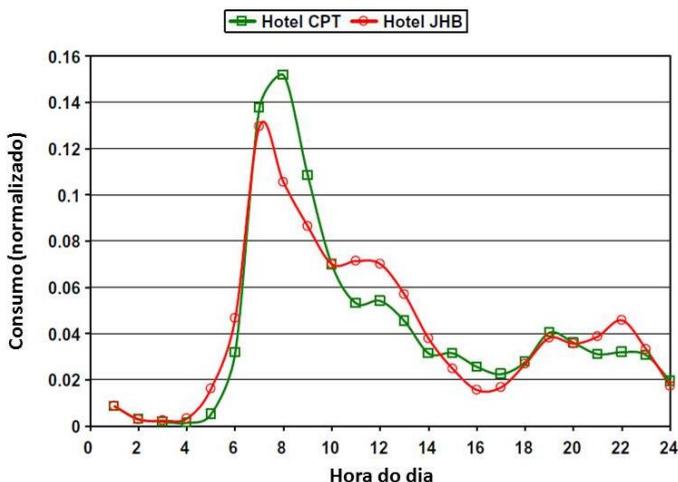


Figura 2.13- Perfil diário normalizado de consumo de água quente por pessoa (RANKIN; ROUSSEAU, 2006).

Os autores ainda estabeleceram uma correlação entre a razão do consumo de água quente por pessoa e a porcentagem de ocupação do hotel, sendo que quanto menor a ocupação, maior a razão consumo de água quente por pessoa. A verificação desta correlação pode ser justificada, primeiramente, pela presença das facilidades de lavanderia e cozinha centrais, que requerem um mínimo de água quente para seu funcionamento, caracterizando-se como um consumo mínimo de base. Além disso, a utilização menos frequente do sistema no caso de menor ocupação, leva o sistema a operar de forma mais transiente, apresentando maiores perdas.

A comparação do perfil obtido para os hotéis deste estudo com os perfis residenciais encontrados na literatura – comumente chamados de perfil de dois picos (*twin peaks profiles*) – mostra diferenças significativas (Figura 2.14). O perfil dos hotéis apresenta um pico pela manhã que diminui até ficar aproximadamente constante entre 10h e 12h, quando da operação da lavanderia e da cozinha. Logo em seguida o consumo cai significativamente para apresentar leve aumento no final do dia, coincidindo com a volta dos hóspedes ao hotel.

Já o perfil residencial (MEYER; TSIMANKINDA, 1997), mostrado em azul na Figura 2.14, possui um pico de consumo pela manhã, 65% menor que o perfil dos hotéis, então o consumo cai e se mantém aproximadamente constante durante o fim da tarde. Por fim, às 20h é verificado outro pico, de magnitude similar ao primeiro.

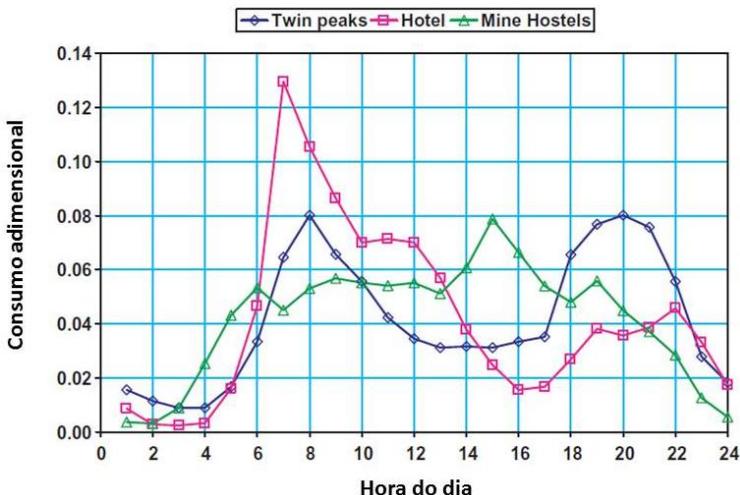


Figura 2.14- Comparação do perfil de hotel obtido por Rankin e Rousseau com o perfil residencial *twin peaks* de Meyer e Tsimankinda (1997), e um terceiro perfil obtido através da monitoração do consumo de residências temporárias para trabalhadores de minas de carvão (*mine hostels*) (RANKIN; ROUSSEAU, 2006).

Uma análise adimensional realizada pelos autores mostra os efeitos no dimensionamento do sistema de aquecimento ao se utilizar um perfil residencial para representar o consumo de hotéis e residências temporárias para trabalhadores.

Define-se a temperatura adimensional conforme a Eq. (2.1):

$$T^* = \frac{T_{actual} - T_{inlet}}{T_{set} - T_{inlet}}, \quad (2.1)$$

onde  $T_{actual}$  é a temperatura efetivamente medida na saída,  $T_{set}$  é a temperatura configurada para o sistema e  $T_{inlet}$  é a temperatura da água de realimentação do sistema.

A capacidade de aquecimento adimensional é definida pela razão entre a capacidade de aquecimento instalada,  $Q$ , e a máxima capacidade de aquecimento requerida, conforme a Eq. (2.2):

$$Q^* = \frac{Q}{\rho V_{day} c_p \Delta T / (24.3600)}, \quad (2.2)$$

onde  $\Delta T$  é a máxima diferença de temperatura entre a temperatura de entrada no sistema e a temperatura entre ao usuário,  $V_{day}$  é o volume máximo de água consumida em um dia, e,  $\rho$  e  $c_p$  são as propriedades de densidade e capacidade calorífica da água.

Por fim, a capacidade de armazenamento adimensional é definida pela razão entre a capacidade de armazenamento instalada,  $V$ , e o volume máximo consumido em um dia, conforme a Eq. (2.3):

$$V^* = \frac{V}{V_{day}}, \quad (2.3)$$

Verificou-se que o perfil dos hotéis sofre maior influência dos parâmetros adimensionais analisados. Para uma mesma capacidade de armazenamento adimensional de 0,4, o perfil dos hotéis necessita de uma capacidade de aquecimento 43% maior que aquela necessária para o perfil residencial. Já para uma dada capacidade de aquecimento de 1,75, a capacidade de armazenamento mínima do sistema operando com o perfil residencial é de 0,4, comparada com 0,8 para o perfil dos hotéis (RANKIN; ROUSSEAU, 2006).

Kumar *et al.* (1987) determinaram o perfil de consumo de água quente de um hotel de luxo de grande capacidade (820 quartos) localizado em Bangkok, Tailândia. A curva obtida revela um consumo bem distribuído ao longo do dia, com início em torno das 6h, atingindo ponto de máximo às 8h, que coincide com o banho da manhã dos usuários, e decaindo após as 23, conforme pode ser visto na Figura 2.15. Entre a manhã e a noite, o perfil não apresenta mais nenhum pico significativo. Ressalta-se que hotéis de luxo são geralmente destinos de férias, e, portanto, não representam hábitos cotidianos de consumo. A Figura 2.15 ainda mostra o perfil de consumo de estabelecimentos americanos do tipo motel obtido pela ASHRAE (curva em amarelo) e o perfil de consumo restritamente residencial obtido por Mutch (1974) (curva em azul).

Observa-se, no entanto, que o perfil para estabelecimentos americanos do tipo motel se assemelha ao perfil obtido por Rankin e Rousse-

au (2006). Vale ressaltar que, nos Estados Unidos, motéis são instalações que se localizam geralmente à beira de uma rodovia, servindo de alojamento àqueles que estão de passagem e permanecem, portanto, apenas uma noite ou por curtos períodos. Pode-se tomar como comparativo brasileiro para motéis americanos, estabelecimentos pertencentes a redes de hotéis, geralmente mais simples e de baixo custo.

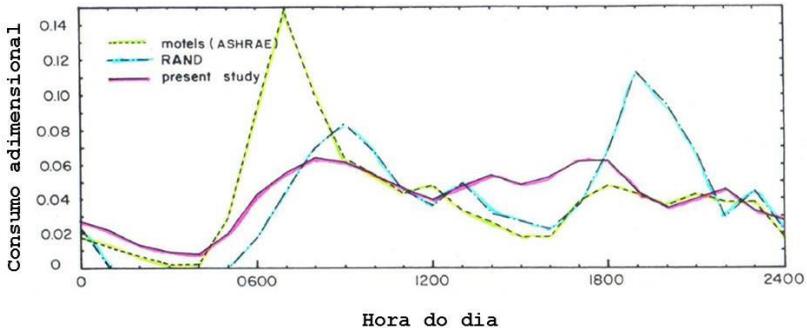


Figura 2.15- Perfil de consumo normalizado em função da hora do dia para hotel de luxo (curva em rosa); residência (curva em azul); e, estabelecimentos americanos do tipo motel (adaptado de Kumar *et al.*, 1987).

O fato de o perfil de consumo característico do setor hoteleiro levar à necessidade de sistemas mais robustos, de maior capacidade de aquecimento e/ou de armazenamento em relação aos perfis *twin peaks* (RANKIN; ROUSSEAU, 2006), reforça a ideia de que este setor constitui um cenário promissor de aplicação de sistemas solares combinados a bombas de calor.

Os estudos apresentados mostram que o padrão de consumo de uma instalação predial depende, de fato, de diversos fatores, a exemplo das características de acomodação e serviços, da localização geográfica, do tipo de sistema de acionamento do sistema, e da quantidade de pessoas que compõem a residência.

### 2.3.2 Bactéria *Legionella*

A contaminação de águas de circulação pela bactéria *Legionella* foi constatada pela primeira vez após o surto de pneumonia em um grupo de participantes de uma convenção na Filadélfia em 1976. À época, concluiu-se que o contágio tenha ocorrido possivelmente no hotel principal do evento ou em sua vizinhança, apesar de a fonte de contaminação não ter sido identificada.

Atualmente, sabe-se que a *Legionella* é uma das bactérias mais perigosas transmitidas pela água e se desenvolve em condições de 25 a 45 °C (VAN DER KOOIJ *et al.*, 2005), com crescimento ótimo na faixa de 32 a 42 °C (WHO, 2007). Quando exposta a temperaturas acima de 70 °C, a bactéria é instantaneamente eliminada (DENNIS *et al.*, 1984; DENNIS, 1988 *apud* WHO, 2007). Outra característica importante desta bactéria é que ela vive e se prolifera em outros organismos, em amebas, por exemplo. Visto que a contaminação se dá pela aspiração de água pulverizada, locais de maior probabilidade de haver contágio são torres de resfriamento, chuveiros, fontes decorativas, estabelecimentos do tipo *spa*, pulverização de água em locais públicos, etc.

Existem diferentes métodos para desinfecção da água, mas nenhum é capaz de controlar a presença da bactéria de forma definitiva e em todo o sistema. Desta forma, a fim de assegurar o tratamento de desinfecção, recomenda-se combinar pelo menos dois métodos. Além disso, devido a sua grande resistência, a completa eliminação da *Legionella* é extremamente difícil, de modo que limites máximos são estabelecidos para o controle da concentração permitida. A maioria dos países adota o valor de 1000 CFU/L, onde a unidade CFU significa *colony-forming unit* e é utilizada em microbiologia para estimar o número viável de bactérias ou fungos em uma amostra (YANG *et al.*, 2013). Concentrações inferiores a 50 CFU/L são exigidas para sistemas que atendam pacientes em situação de risco (WHO, 2007).

De forma geral, os métodos para desinfecção da água são classificados como tratamentos térmicos, químicos ou físicos. Outra classificação aplicável divide-os em sistemáticos e locais, e se baseia no alcance de seus efeitos, seja o sistema todo ou apenas os pontos de consumo, respectivamente. A maioria dos métodos locais não têm quaisquer efeitos sobre situações de recontaminação, visto que atuam nos pontos de consumo. Por outro lado, métodos locais podem ser empregados em qualquer tipo de sistema, seja um edifício inteiro ou apenas uma parte dele (YANG *et al.*, 2013). A Tabela A.1 e a Tabela A.2 apresentam as características dos principais métodos para controle da concentração da bactéria *Legionella* em sistemas de aquecimento de água apresentados por Yang *et al.* (2013).

No caso específico de sistemas domésticos para aquecimento de água, em muitos países é exigido como método de desinfecção que a temperatura da água seja de no mínimo 60 °C nas tubulações de distribuição e de 50-55 °C nos pontos de consumo, com descargas periódicas a 60°C. Tratamentos térmicos acima de 65 °C são geralmente utilizados para tratar surtos repentinos da bactéria. No entanto, temperaturas nesta

faixa podem provocar queimaduras nos usuários. Além disso, devido a sua baixa eficácia em longo prazo, recomenda-se a aplicação de um segundo método, geralmente do tipo químico (cloro ou dióxido de cloro). Por outro lado, em edificações de alto volume de circulação de água e com redes de distribuição complexas, tratamentos térmicos podem se tornar demasiadamente dispendiosos. Desta forma, tratamentos químicos e desinfetantes oxidantes são mais utilizados, visto que são economicamente viáveis e apresentam bons resultados.

Apesar da sua rápida decomposição, dentre os tratamentos químicos, a aplicação de dióxido de cloro é considerada o método mais efetivo e econômico, podendo ser adotado para o tratamento de sistemas tanto de água quente quanto de água fria. As tecnologias de fotocatalise e radiação UV são consideradas métodos promissores, pois não possuem efeitos secundários na qualidade de água. Contudo, ainda se encontram em estágio inicial de desenvolvimento e necessitam de pesquisas que avaliem os efeitos da sua aplicação exclusiva, visto que geralmente são acompanhadas de tratamentos químicos. Apesar do alto custo envolvido na manutenção e reposição periódicas das membranas, dada sua grande eficácia, a utilização de membranas é recomendada para aplicação em áreas de risco.

Por fim, destaca-se que a prevenção à contaminação pela *Legionella* deve começar pelo projeto hidráulico da instalação, evitando-se cantos mortos e seções de baixo fluxo de água. Recomenda-se também a utilização de isolamento para reduzir a variação da temperatura da água durante a operação do sistema, e evitar a passagem de tubulações de água quente em ambientes externos ou que experimentem baixas temperaturas no inverno.

## 2.4 Conclusões

Do exposto, conclui-se que (1) a maioria dos estudos realizados consideram os sistemas combinados para aquecimento de água em pequena escala, o que, no momento, é considerado inviável, uma vez que a economia de energia não justifica o atual custo de uma bomba de calor; (2) a despeito do desenvolvimento de ferramentas de simulação capazes de capturar os efeitos do perfil de consumo em intervalos de tempo de alta resolução, muitos autores ainda adotam perfis de consumo simplificados para a modelagem de sistemas solares/combinados para aquecimento de água; (3) não há uniformidade na literatura a respeito do perfil de consumo, da temperatura de consumo, bem como do consumo total diário de água quente adotado para modelar o padrão de consumo

uma família (uma residência); e, (4) com relação à bomba de calor, verifica-se que simplificações são adotadas (FREEMAN *et al.*, 1979), dados hipotéticos são empregados (STERLING, 2011), ou não são informadas as características da bomba de calor utilizada (PARANAS *et al.*, 2013).

Assim, em contrapartida, neste trabalho, propõe-se:

- 1) Aplicação do sistema para aquecimento de água em larga escala;
- 2) Adoção de um perfil de consumo obtido por meio de medições;
- 3) Análise do impacto da variação do padrão de consumo;
- 4) Utilização de dados de catálogo, obtidos experimentalmente e fornecidos por fabricantes, para modelar o desempenho das bombas de calor.

Por fim, a questão da bactéria *Legionella* é abordada neste trabalho considerando-se que (1) a água da rede no Brasil é tratada com altos níveis de cloro; e, (2) é possível instalar entre a saída do sistema e a rede de distribuição um equipamento para tratamento da água com radiação ultravioleta, método que possui as vantagens de efeito imediato, fácil instalação e ausência de resíduos na água. Ressalta-se que não há maiores problemas com relação à diminuição do seu efeito pela turbidez da água, visto que a água é direcionada ao consumo e, portanto, deve atender critérios mínimos de qualidade. Assim, o controle da bactéria é garantido por dois métodos distintos, conforme recomendado. Além disso, é possível adotar estratégias de controle conforme recomendações para o tratamento térmico dos sistemas.

### **3 METODOLOGIA**

A viabilidade técnico-econômica de sistemas solares combinados a bombas de calor é avaliada neste trabalho através de uma metodologia baseada em simulações numéricas transientes. O comportamento térmico dos sistemas combinados e dos sistemas de referência é obtido das simulações. Indicadores de desempenho coerentes com os empregados na literatura são utilizados para comparar o desempenho térmico dos sistemas entre si. Em seguida, uma análise econômica é realizada a fim de se determinar o ganho líquido no decorrer do ciclo de vida proporcionado ao usuário por cada sistema. Por fim, o Método de Monte Carlo é utilizado para avaliar o impacto de incertezas no padrão de consumo no comportamento dos sistemas.

Em uma tentativa de tornar esta seção mais fluida para o leitor, o primeiro item a seguir descreve brevemente os sistemas combinados e os sistemas de referência a ser analisados. Em seguida, o ambiente de simulação e os modelos matemáticos são apresentados. A partir dos modelos, os indicadores de desempenho e o método utilizado para a análise econômica são definidos. Na sequência, é apresentada uma breve explicação do Método de Monte Carlo para propagação de incertezas em modelos de sistemas térmicos. Por fim, os parâmetros de entrada das simulações são evidenciados e as estratégias de controle de cada sistema são detalhadas.

#### **3.1 Descrição dos Sistemas**

A partir da revisão bibliográfica realizada, dois sistemas combinados distintos foram tomados como objeto de estudo. Visto que se busca promover o uso da energia solar térmica para aquecimento de água no Brasil, a escolha dos sistemas levou em consideração o seu grau de complexidade. Isto posto, neste trabalho em questão, deu-se preferência ao sistema de expansão indireta em detrimento do sistema de expansão direta. Sabe-se que a prestação de serviços no Brasil é tradicionalmente cara e, além disso, os serviços de manutenção para bombas de calor de expansão direta exigem a formação de profissionais qualificados, encarecendo ainda mais o custo de investimento desta tecnologia, já que o custo do treinamento de pessoas também seria repassado ao consumidor.

Além dos sistemas combinados, duas configurações de referência foram estabelecidas para fins de comparação, a saber: sistema solar convencional com um reservatório e sistema solar convencional com

dois reservatórios em série. Todos os sistemas são do tipo ativo e serão descritos a seguir.

### 3.1.1 Considerações sobre sistemas prediais de água

Sistemas prediais de água quente podem ser classificados em individual, central privado e central coletivo (ILHA *et al.*, 1994; COM-GAS&ABRINSTAL; 2011). O primeiro consiste na alimentação de um único ponto de consumo, sem necessidade de uma rede de água quente. Um exemplo imediato deste tipo de sistema é o chuveiro elétrico.

O sistema central privado, por outro lado, é composto por um equipamento (ou subsistema) responsável pelo aquecimento da água e uma rede de distribuição que alimenta diferentes pontos de consumo pertencentes a uma mesma unidade (um apartamento ou uma residência, por exemplo). Exemplos são aquecedores instantâneos (ou de passagem) e aquecedores de acumulação.

O sistema central coletivo possui uma configuração similar ao sistema central privado, com um subsistema para aquecimento de água e uma rede de distribuição. No entanto, os pontos de consumo a ser abastecidos pertencem a mais de uma unidade (apartamentos de um edifício). Os sistemas propostos neste trabalho têm por objetivo fornecer água quente a um edifício de apartamentos, sendo, portanto, classificados como sistemas centrais coletivos.

Dois considerações devem ser feitas ao se considerar o projeto de um sistema de água quente do tipo central coletivo para um condomínio residencial:

#### 1) Recirculação de água

O projeto dos sistemas prediais de água quente deve ser realizado de modo a garantir que a água chegue a todos os pontos de consumo, sempre que solicitado, e na temperatura, quantidade e qualidade adequadas ao uso. Como qualquer sistema térmico que opere a uma temperatura superior à temperatura ambiente, sistemas prediais de água quente também apresentam perdas térmicas. Em períodos de baixo ou nenhum consumo, as perdas térmicas podem reduzir a temperatura da água a níveis relativamente baixos, incompatíveis com o desempenho do sistema. A demora em atingir a temperatura adequada quando houver consumo leva a duas consequências: (1) desconforto do usuário pela demora em ter sua demanda satisfeita; e, (2) desperdício de água fria, eliminada até que a temperatura de consumo seja atingida. Na Europa, normas estipulam o tempo máximo que o usuário pode esperar para que a tem-

peratura seja atingida. Na União Europeia e Dinamarca, o tempo de espera considerado como aceitável deve ser inferior a 10 segundos (YANG, 2016).

Para mitigar os efeitos das perdas térmicas, é introduzido ao sistema um circuito de retorno (ou recirculação) de água, composto de um conjunto de tubulações interligando os pontos mais distantes da rede ao subsistema de aquecimento (ILHA *et al.*, 1994). A recirculação deve ser efetuada ininterruptamente para garantir que o usuário tenha sua demanda de água quente rapidamente satisfeita.

Nos sistemas propostos a seguir, o circuito de retorno não será modelado, mas será considerado para fins da determinação da carga térmica imposta ao sistema. Em sistemas solares residenciais, costuma-se configurar a temperatura de saída do sistema em níveis próximos a 40-45°C. Assumindo perdas térmicas de 2-3°C, de modo que a temperatura desejada para consumo permaneça entre 37-42°C, faixa ideal para banho e demais aplicações domésticas. A recirculação de água em um sistema predial causa mais perdas térmicas ao sistema, levando a variações maiores na temperatura, mesmo com o isolamento da tubulação.

## 2) Aquecedor auxiliar

Dado o alto consumo em base horária, na prática, não é possível utilizar um aquecedor de passagem entre o sistema e os usuários (como apresentado na Figura 2.3C). A introdução de um aquecedor auxiliar individual (de passagem ou acumulação) em cada unidade residencial do edifício, por sua vez, onera demasiadamente o custo inicial do sistema. Uma alternativa é a utilização de aquecedores auxiliares conectados à parte superior do reservatório térmico. Essa configuração será adotada nos sistemas apresentados a seguir.

### 3.1.2 Sistema Convencional 1

O sistema solar convencional 1 é composto por um campo de coletores conectado a um reservatório térmico (RT), ao qual é acoplado um aquecedor auxiliar (AUX), como pode ser visto de forma simplificada no esquema apresentado na Figura 3.1. Para este sistema em especial, o volume do reservatório é determinado pelo tamanho do campo de coletores. Conforme recomendado, adota-se o valor de 75 litros por metro quadrado de coletores solares (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Este sistema será utilizado para fins de comparação por se tratar de uma configuração de aquecimento solar comumente utilizada e bastante explorada na literatura.

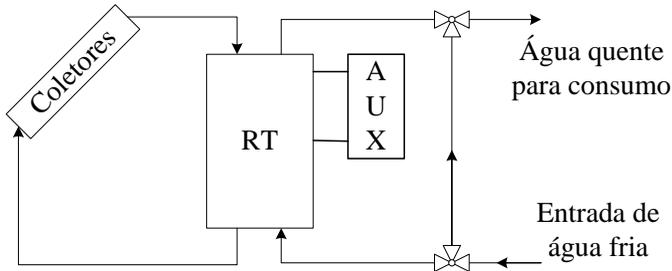


Figura 3.1- Esquema simplificado do sistema Convencional 1.

### 3.1.3 Sistema Convencional 2

O sistema Convencional 2 é uma variação do sistema Convencional 1, apresentando como diferencial a divisão do volume de armazenamento de energia em dois reservatórios térmicos conectados em série. Os coletores solares são conectados ao primeiro reservatório (RT1), enquanto o aquecedor auxiliar é acoplado ao segundo (RT2), como pode ser visto no esquema simplificado apresentado na Figura 3.2.

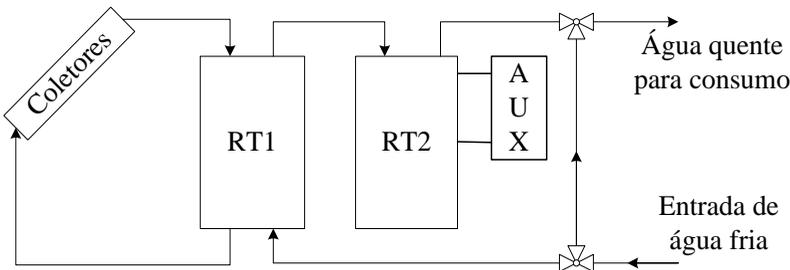


Figura 3.2- Esquema simplificado do sistema Convencional 2.

No sistema Convencional 1, tanto o fornecimento de energia quanto o consumo de água quente ocorrem no mesmo reservatório, de maneira que a massa de fluido de armazenamento experimenta efeitos opostos de transferência de calor. Enquanto o coletor solar esquenta o fluido contido no reservatório, o consumo de água pelo usuário promove o resfriamento, devido à realimentação do reservatório com água da rede. No balanço global, esta mistura entre as correntes fria e quente pode diminuir a eficiência do sistema, aumentando a demanda por energia auxiliar. Desta forma, a inclusão de um segundo reservatório térmico tem por objetivo permitir a variação da temperatura do reservatório

conectado ao circuito solar (RT1), enquanto a temperatura do reservatório conectado ao consumo (RT2) é mantida próxima à temperatura de demanda pela atuação do aquecedor auxiliar. Assim, o abastecimento de água fria é realizado no RT1, de modo que (1) o coletor solar recebe água fria e opera em condições favoráveis; e, (2) o RT2 é isolado da corrente de água fria.

### 3.1.4 Sistema ASHP

A Figura 3.3 mostra o esquema simplificado do Sistema ASHP (*Air-source heat pump*), que possui dois reservatórios conectados em série e uma bomba de calor ar-líquido como fonte de energia auxiliar acoplada ao RT2. Para alcançar os efeitos de aumento da eficiência do coletor solar e isolamento do RT2 do restante do sistema, o abastecimento de água fria é realizado novamente no RT1. O aquecedor auxiliar é mantido como forma de redundância caso a bomba de calor falhe ou não seja capaz de satisfazer a demanda.

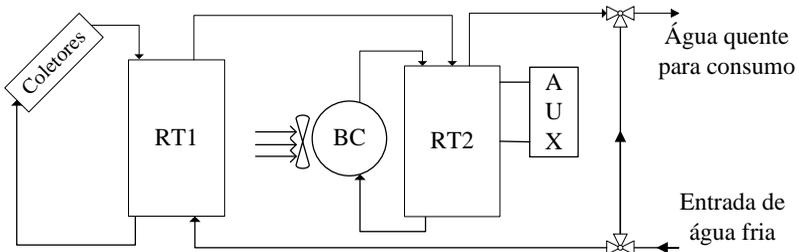


Figura 3.3- Esquema simplificado do Sistema ASHP.

Este sistema representa uma configuração bastante simples de um sistema combinado, visto que a bomba de calor atua como um aquecedor auxiliar e não tem outros efeitos sobre o desempenho do resto do sistema. A vantagem é justamente a utilização da bomba de calor de forma direta e simples, buscando diminuir a demanda pelo aquecedor auxiliar, e aproveitando a energia elétrica de forma mais eficiente.

### 3.1.5 Sistema WSHP

A configuração do segundo sistema combinado proposto é mais complexa e foi escolhida por ter sido objeto de estudo de Sterling (2011), posteriormente validada experimentalmente por Banister e Collins (2015). Como pode ser visto na Figura 3.4, no sistema WSHP (*Water-source heat pump*), uma bomba de calor água-água é empregada

entre os dois reservatórios térmicos, transferindo energia de um para outro. Em paralelo à bomba de calor, um trocador de calor é também conectado entre os reservatórios. Portanto, energia pode ser transferida do RT1 para o RT2 tanto por meio da bomba de calor, quanto através do trocador de calor.

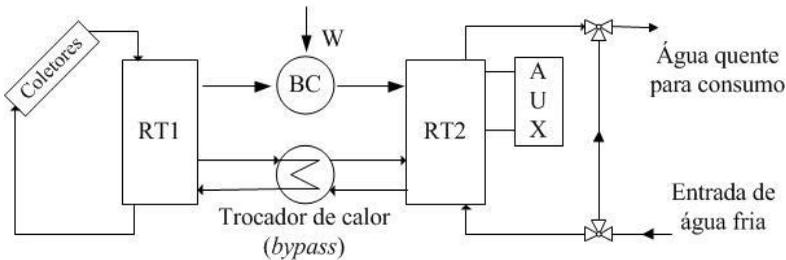


Figura 3.4- Esquema simplificado do Sistema WSHP.

Neste sistema, a instalação da bomba de calor entre os reservatórios tem por objetivo aumentar a eficiência do coletor solar. À medida que, durante sua operação, a bomba de calor retira água a temperaturas mais elevadas do RT1 e a devolve a temperaturas mais baixas, a vazão de água no coletor solar também entra a temperaturas mais baixas, tendo como consequência, o aumento da quantidade de energia útil coletada e, assim, da eficiência do coletor solar (definida pela razão entre a energia absorvida e a energia incidente). Além disso, pelo mesmo motivo, o período de funcionamento do coletor solar também é estendido, pois, nesta configuração, passa a ser possível coletar energia solar em períodos que anteriormente não era viável (conforme ilustrado na Figura 1.1, no primeiro capítulo).

Apesar de o sistema ter sido modelado tal qual apresentado por Sterling (2011), para o caso brasileiro, o trocador de calor foi configurado de forma a representar uma ligação *by-pass* entre os reservatórios. Para tanto, a eficiência do trocador de calor foi programada igual à unidade e vazões iguais foram adotadas para as fontes quente e fria.

### 3.2 *Transient System Simulation Tool - TRNSYS*

Visto que tanto a radiação solar quanto o perfil de consumo de água quente introduzem características transientes no modelo, é preciso que as ferramentas empregadas na metodologia sejam adequadas a esta particularidade. Neste contexto, o *software* TRNSYS (*Transient System Simulation Tool*) é uma ferramenta de simulação extremamente flexível

e abrangente, direcionada a simulações do comportamento dinâmico de sistemas transientes, com ênfase em sistemas térmicos e simulações de longo prazo (STARKE, 2013), sendo, portanto, apropriada à característica deste trabalho. Ainda, este *software* é adequado para a avaliação global do sistema e não para a análise detalhada de um componente em especial já que as análises são direcionadas ao comportamento dinâmico do sistema e os componentes são vistos pelo usuário como uma caixa preta (WENDEL, 2010).

A biblioteca padrão do TRNSYS possui cerca de 150 componentes – chamados *Types* – e que permitem a simulação de uma vasta gama de equipamentos e utilitários, a exemplo de coletores solares, turbinas eólicas, bombas de calor, processadores de dados climáticos, equipamentos de condicionamento de ar, rotinas de análise econômica, entre outros (KLEIN; ALVARADO, 2010).

O ambiente para o usuário do TRNSYS é bastante visual e intuitivo, onde cada componente do sistema, representado por um dos *Types*, é adicionado ao projeto e conectado aos outros no sentido de estabelecer fluxos que representem energia ou informação. Cada um destes *Types* possui modelos matemáticos próprios, que são resolvidos individualmente. Os valores de saída do componente anterior servem de entrada para o subsequente, segundo os fluxos estabelecidos.

O modelo matemático dos principais componentes utilizados nas simulações dos sistemas deste estudo é explicado detalhadamente nos itens a seguir.

### 3.2.1 Coletor solar

O *Type1b* é o componente do TRNSYS utilizado para representar os coletores solares nas simulações. O modelo matemático deste componente é baseado em uma curva de eficiência quadrática, que é função de parâmetros obtidos por meio de ensaios padrão e de uma temperatura de referência do fluido, podendo ser a temperatura de entrada, a temperatura média ou a temperatura de saída do coletor. Apesar de existirem modelos mais complexos e detalhados, o modelo de eficiência quadrática é mais adequado a simulações transientes em função da sua simplicidade (STARKE, 2013).

#### **Modelo matemático**

A taxa de quantidade de calor absorvida, comumente chamada de ganho útil, é obtida de um balanço de energia no coletor solar. Este ga-

nho térmico é representado pela diferença entre a temperatura de entrada,  $T_{c,i}$ , e a temperatura de saída,  $T_{c,o}$ , de uma vazão,  $\dot{m}_c$ , de um fluido com calor específico,  $c_p$ , que circula no coletor solar, conforme a Eq. (3.1):

$$Q_u = \dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i}). \quad (3.1)$$

A eficiência instantânea do coletor solar,  $\eta_c$ , é avaliada pela capacidade do equipamento em absorver a radiação solar incidente no plano do coletor,  $G_T$ . Assim, para um coletor de área  $A_c$ , pode ser expressa pela razão entre o ganho útil e a radiação incidente na área:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c G_T} = \frac{\dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i})}{A_c G_T}. \quad (3.2)$$

No modelo em questão, a eficiência de um coletor solar térmico é expressa pela equação de Hottel-Whillier (DUFFIE; BECKMAN, 2006), conforme apresentada na Eq. (3.3):

$$\eta_c = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L' \left( \frac{T_{c,i} - T_{amb}}{G_T} \right), \quad (3.3)$$

onde  $F_R$  é o fator de remoção de calor pelo fluido,  $(\tau\alpha)_n$  é o produto transmitância-absortância do coletor para a incidência normal de radiação,  $U_L'$  é o coeficiente modificado de perdas do coletor solar,  $T_{c,i} - T_{amb} = \Delta T$  é a diferença entre a temperatura de entrada do fluido no coletor solar e a temperatura ambiente.

No entanto, o coeficiente de perdas,  $U_L'$ , não é constante e depende da temperatura média do coletor e da velocidade do vento, diminuindo conforme se aumenta o número de coberturas (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Por conseguinte, adota-se uma expressão linear para a dependência de  $U_L'$  com  $T_{c,i} - T_{amb}$ , tal que

$$U_L' = U_L + U_{LT}(T_{c,i} - T_{amb}), \quad (3.4)$$

sendo  $U_L$  o coeficiente de perdas térmicas de primeira ordem e  $U_{LT}$  o coeficiente de perdas térmicas de segunda ordem, dependente da temperatura. A influência da velocidade do vento continua não sendo considerada.

Finalmente, pode-se escrever a equação de segunda ordem para a eficiência instantânea do coletor solar:

$$\eta_c = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_{c,i} - T_{amb})}{G_T} - F_R U_{LT} \frac{(T_{c,i} - T_{amb})^2}{G_T}. \quad (3.5)$$

De forma alternativa, pode-se reescrevê-la como:

$$\eta_c = a_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{G_T}, \quad (3.6)$$

onde os parâmetros  $a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  são obtidos através de ensaios padrão de coletores, sendo que o coeficiente linear  $a_0 = F_R(\tau\alpha)_n$  pode ainda ser interpretado como a eficiência óptica do coletor.

Na prática, para a determinação destes coeficientes, pode-se utilizar outros referenciais de temperatura que não  $T_{c,i} - T_{amb}$ . Com efeito, na Europa costuma-se utilizar a diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura média entre a entrada e a saída do coletor,  $T_{ave} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$ . Nos Estados Unidos se utiliza a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor. Por outro lado, para sistemas que utilizam ar como fonte de energia, a eficiência instantânea é, por vezes, expressa em termos da diferença  $T_{c,o} - T_{amb}$ . Deste modo, é comum encontrar na literatura as definições a seguir,

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T = T_{c,i} - T_{amb} \\ \Delta T = T_{c,o} - T_{amb} \\ \Delta T = T_{ave} - T_{amb} \end{cases}. \quad (3.7)$$

Todas as definições para  $\Delta T$  são válidas, entretanto, ao se utilizar a Eq. (3.6) para o cálculo da eficiência instantânea do coletor solar, deve-se manter a coerência entre a diferença de temperaturas disponível e definição de  $\Delta T$  empregada no teste padrão para determinação dos coeficientes.

Nos casos em que os níveis de temperatura disponíveis não forem os mesmos utilizados para determinação dos coeficientes  $a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ , existem fatores de correção que devem ser aplicados. Contudo, estas expressões corretivas foram estabelecidas para curvas lineares de eficiência, na forma da Eq (3.3), de forma que as correções devem ser aplicadas aos coeficientes lineares  $F_R(\tau\alpha)_n$  e  $F_R U'_L$  (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

## Correções analíticas

Dependendo das características de operação do coletor solar, ainda devem ser aplicados três fatores corretivos, a saber: modificador do ângulo de incidência, correção da vazão de operação com relação à vazão de teste e correção para o caso de coletores conectados em série.

### 1) Modificador do ângulo de incidência

Por definição, o produto transmitância-absortância ( $\tau\alpha$ ) representa a proporção de radiação absorvida com relação ao total de radiação normal que atinge a superfície. Geralmente, os testes de eficiência em coletores solares são realizados em dias de céu claro e com incidência normal da radiação solar, por conseguinte, o fator ( $\tau\alpha$ ) é aproximadamente igual a  $(\tau\alpha)_n$ . Entretanto, um coletor solar operando normalmente recebe radiação proveniente de todos os ângulos dentro do intervalo de nascer e pôr do sol.

Para coletores solares de placa plana, o fator de correção  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  pode ser aproximado pela Eq. (3.8), determinada a partir de resultados obtidos experimentalmente por meio de testes padronizados (ASHRAE, 2003):

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = K_{\tau\alpha} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)^2, \quad (3.8)$$

onde  $b_0$  e  $b_1$  são chamados coeficientes de primeira e segunda ordem do coletor solar, respectivamente, e  $\theta$  é o ângulo de incidência da radiação no coletor solar.

### 2) Correção da vazão de operação com relação à vazão de teste

Quando o coletor solar opera sob uma vazão diferente da vazão utilizada no teste padrão, é necessário aplicar uma segunda correção, apresentada na Eq. (3.9). Os fatores  $F_R U'_L$  e  $F_R(\tau\alpha)$  devem ser corrigidos para representar o nível de carga de operação do coletor solar com relação ao nível de carga do ensaio.

$$r_1 = \frac{[F_R U'_L]_{use}}{[F_R U'_L]_{test}} = \frac{[F_R(\tau\alpha)]_{use}}{[F_R(\tau\alpha)]_{test}} \quad (3.9)$$

$$= \frac{\left(\frac{\dot{m}c_p}{A_c F' U_L}\right)_{use} \left[1 - \exp\left(\frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}c_p}\right)\right]_{use}}{\left(\frac{\dot{m}c_p}{A_c F' U_L}\right)_{test} \left[1 - \exp\left(\frac{-A_c F' U_L}{\dot{m}c_p}\right)\right]_{test}}.$$

O termo  $F' U_L$  deve ser previamente estimado conforme a Eq. 3.10, obtida por meio de parâmetros que representam as condições de teste,

$$F' U_L = -\frac{\dot{m}c_p}{A_c} \ln\left(1 - \frac{A_c F_R U'_L}{\dot{m}c_p}\right). \quad (3.10)$$

Para coletores que utilizam líquidos como fluido de trabalho, o fator  $F' U_L$  para as condições de teste é aproximadamente igual ao fator  $F' U_L$  para as condições de operação, de forma que o termo  $F' U_L$  na Eq. 3.9 é o mesmo para o numerador e para o denominador.

### 3) Correção para coletores conectados em série

A última correção a ser aplicada leva em consideração o arranjo dos coletores. Para coletores idênticos conectados em série, o fator  $F U'_L$  deve ser modificado tal que,

$$r_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A_c F U'_L}{\dot{m}c_p}\right)^{N_s}}{N_s \frac{A_c F U'_L}{\dot{m}c_p}}. \quad (3.11)$$

onde  $N_s$  é o número de coletores instalados em série.

Uma vez calculados os fatores de correção aplicáveis a cada caso, pode-se escrever a equação para o ganho útil do coletor solar, resultando em:

$$Q_u = \eta_c A_c G_T = r_1 r_2 A_c [G_T K_{\tau\alpha} F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \Delta T - F_R U_{LT} \Delta T^2]. \quad (3.12)$$

Ou ainda,

$$Q_u = \eta_c A_c G_T = r_1 r_2 A_c [G_T K_{\tau\alpha} a_0 - a_1 \Delta T - a_2 \Delta T^2]. \quad (3.13)$$

A vantagem de se utilizar a temperatura de entrada do coletor solar como temperatura de referência é que a Eq. (3.13) pode ser resolvida explicitamente para  $T_{c,i}$ . Assim, como  $Q_u = \dot{m}_c c_p (T_{c,o} - T_{c,i})$ , pode-se calcular a temperatura de saída do coletor em função dos coeficientes

$a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ , da radiação incidente, dos fatores de correção e da temperatura de referência  $\Delta T$ ,

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{r_1 r_2 A_c}{\dot{m}_c c_p} [G_T K_{\tau\alpha} a_0 - a_1 \Delta T - a_2 \Delta T^2]. \quad (3.14)$$

Ao se utilizar a temperatura de saída ou a temperatura média entre a entrada e a saída do coletor solar, é preciso resolver uma equação implícita em  $T_{c,o}$  ou em  $T_{ave} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2}$ .

### 3.2.2 Tratamento dos dados meteorológicos

A qualidade da avaliação do desempenho dos sistemas solares está intrinsecamente relacionada à qualidade dos dados meteorológicos utilizados na simulação. Neste sentido, vários aspectos ligados à medição dos dados são importantes, por exemplo, deve-se considerar o intervalo entre as medições, a quantidade de dados disponíveis em termos de meses ou anos de medição, o erro de medição inerente ao equipamento, quais as grandezas medidas, entre outros.

Recomenda-se que seja utilizada uma base de dados no formato TMY (*Typical Meteorological Year*), a qual deve representar as condições climáticas médias para localidade específica e é estabelecida a partir de medições ao longo de períodos de tempo da ordem de 30 anos (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Cardemil e Colle (2010) recomendam que seja utilizada a base de dados SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*) como base nacional para a avaliação técnica e econômica de tecnologias de energia solar no Brasil. Esta base de dados possui séries temporais horárias no formato TMY para 20 cidades brasileiras. Estão disponíveis as informações das componentes direta, difusa e global da radiação solar, além de valores de temperatura ambiente e umidade relativa do ar.

O *Type109* é a subrotina utilizada para a leitura dos dados meteorológicos em base temporal a partir de um arquivo externo, e o processamento dos dados lidos com base em um modelo de radiação solar a ser escolhido pelo usuário. Para isso este componente oferece quatro opções de modelos consolidados na literatura, a saber: Céu Isotrópico, HDKR, Perez e Reindl.

### 3.2.3 Reservatório térmico

O módulo da biblioteca do TRNSYS utilizado para o reservatório térmico foi o *Type534*, o qual representa um tanque cilíndrico vertical de

volume constante. O modelo matemático deste componente permite ao usuário incluir um trocador de calor e aquecedores auxiliares internos ao reservatório. A utilização do trocador de calor é necessária quando o fluido do circuito do coletor solar não é o mesmo fluido de armazenamento de energia do reservatório. Em certas localidades, a temperatura ambiente pode alcançar valores abaixo de zero, impossibilitando a circulação de água nos coletores solares. Nestes casos, costuma-se separar o circuito de fluido do coletor solar do reservatório térmico (de água) por meio de um trocador de calor. Geralmente, uma mistura composta por 50% etileno glicol e 50% água é adotada como fluido do coletor, pois possui uma menor temperatura de solidificação do que a água pura (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

O modelo utilizado pelo *Type543* considera o reservatório térmico particionado em volumes isotérmicos (nós ou nodes) para simular a estratificação térmica comumente observada em reservatórios térmicos. O grau de estratificação pode ser controlado pelo usuário ao selecionar o número de volumes isotérmicos (nós) contidos no reservatório. A escolha adequada do número de nós para representar a estratificação térmica no reservatório de um sistema solar depende do resultado que se deseja obter. Por exemplo, se o objetivo é prever o perfil de temperaturas para determinadas condições de operação do reservatório, é necessário utilizar mais de 100 nós no modelo matemático a fim de se obter valores de temperatura próximos aos valores medidos experimentalmente. Entretanto, para simulações em base anual, estudos mostram que não são necessários mais do que 10 nós, e geralmente de 3 a 5 nós são suficientes (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Ainda, estimativas conservadoras são obtidas ao se utilizar um reservatório composto por um único volume isotérmico, neste caso, chamado de modelo *fully mixed*.

A interação entre os volumes isotérmicos é representada por três modalidades de transferência de calor: condução; convecção natural, devida à diferença de densidade ocasionada pela diferença de temperatura entre os volumes; e convecção forçada, em virtude dos fluxos de massa que entram e saem do reservatório. Além disso, o fluido de armazenamento ainda troca calor com o meio ambiente e com o fluido circulando no trocador de calor, se houver.

A posição das entradas e saídas dos fluxos externos do reservatório tem influência no fenômeno de estratificação, de modo que, por meio de uma escolha adequada, é possível promover ou diminuir o grau de estratificação. O *Type534* permite três modos de operação para as entradas e saídas dos fluxos externos: entradas e saídas fixas; entradas fracionadas e saídas fixas; e entradas variáveis e saídas fixas.

O modo mais adequado aos sistemas em questão é a terceira opção, que permite que um fluxo de massa com determinada temperatura seja vertido no volume isotérmico com a temperatura mais próxima, conservando a estratificação do reservatório. Já a configuração de saídas fixas permite enviar ao coletor solar um fluxo de massa à menor temperatura possível, assim como direcionar à bomba de calor e ao consumidor a fração de água mais quente possível, melhorando tanto a eficiência do coletor solar quanto o desempenho da bomba de calor.

### Modelo matemático

A equação diferencial para calcular a temperatura de cada nó é obtida através de um balanço de energia no volume de controle, de onde se obtém que a taxa de variação no tempo da temperatura do fluido no nó  $j$  é igual à diferença entre a taxa de energia que entra no nó,  $Q_{in,Tank,j}$ , e a taxa de energia que sai do nó,  $Q_{out,Tank,j}$ , sendo  $C_{Tank}$  a capacidade térmica do fluido contido no nó, tal que:

$$C_{Tank,j} \frac{dT_{Tank,j}}{dt} = Q_{in,Tank,j} - Q_{out,Tank,j}. \quad (3.15)$$

Expandindo os termos e isolando o termo diferencial de temperatura, tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{dT_{Tank,j}}{dt} = & (Q_{aux,j} - Q_{hx,j-k} - Q_{loss,top,j} \\ & - Q_{loss,bottom,j} - Q_{loss,edge,j} \\ & - Q_{cond,j} - Q_{flow,i,j} \\ & - Q_{mix,j}) / C_{Tank,j}, \end{aligned} \quad (3.16)$$

onde  $Q_{aux,j}$  é a quantidade de energia fornecida pela resistência auxiliar interna ao reservatório, se houver;  $Q_{hx,j-k}$  é a quantidade de energia trocada entre o fluido do reservatório e o fluido do trocador de calor, se houver;  $Q_{loss,top,j}$ ,  $Q_{loss,bottom,j}$  e  $Q_{loss,edge,j}$  são as parcelas de energia perdidas para o ambiente pelo topo, fundo e laterais do reservatório, respectivamente;  $Q_{cond,j}$  corresponde à transferência de calor por difusão entre o nó  $j$  e os nós adjacentes a ele;  $Q_{flow,i,j}$  é a quantidade de energia carregada pelos fluxos de massa que entram e saem do reserva-

tório (advecção); e  $Q_{mix,j}$  é a parcela de energia dispendida para estabilizar a temperatura entre os nós (KLEIN; ALVARADO, 2010).

#### Termos de perda de calor

Para este componente, é possível especificar níveis diferentes para a temperatura ambiente (externa) para o topo, fundo e lateral do reservatório, o que resulta em três parcelas distintas de perda de calor. Para cada nó  $j$ , escreve-se:

$$Q_{loss,top,j} = (A_{top,j}U_{top,j})(T_{Tank,j} - T_{env,top}), \quad (3.17)$$

$$Q_{loss,bottom,j} = (A_{bottom,j}U_{bottom,j})(T_{Tank,j} - T_{env,bottom}), \quad (3.18)$$

$$Q_{loss,edge,j} = (A_{edge,j}U_{edge,j})(T_{Tank,j} - T_{env,edge}), \quad (3.19)$$

onde  $A_{top,j}$ ,  $A_{bottom,j}$  e  $A_{edge,j}$  são as áreas de transferência de calor do topo, fundo e superfície lateral do reservatório, respectivamente;  $U_{top,j}$ ,  $U_{bottom,j}$  e  $U_{edge,j}$  são os coeficientes globais de transferência de calor pelo topo, fundo e superfície lateral do reservatório, respectivamente; e  $T_{env,top}$ ,  $T_{env,bottom}$  e  $T_{env,edge}$  são os valores de temperatura ambiente para transferência de calor pelo topo, fundo e superfície lateral do reservatório, respectivamente. Sendo  $A_{top,j} = A_{bottom,j} = \pi D_s^2$  e  $A_{edge,j} = \pi H_s D_s$ , onde  $H_s$  é a altura do reservatório (KLEIN; ALVARADO, 2010).

Para um reservatório cilíndrico, os coeficientes de transferência de calor para o topo e para o fundo do reservatório são iguais e podem ser calculados pela expressão da condutância térmica apresentada na Eq. (3.20):

$$UA_{top,j} = UA_{bottom,j} = \left( \frac{\pi k D_s^2}{4e_i} \right). \quad (3.20)$$

Já para a superfície lateral, interpretando a transferência de calor por condução na parede como um circuito elétrico, as resistências de cada nó estariam conectadas em série, de modo que a soma de todas elas

resulta no coeficiente de transferência de calor da superfície lateral. Como os nós são geometricamente iguais, escreve-se:

$$UA_{edge,j} = \frac{1}{N_{nós}} \frac{2\pi k D_s}{S_s \ln\left(\frac{D_s + 2e_i}{D_s}\right)}. \quad (3.21)$$

Na Eq. (3.20) e Eq. (3.21),  $k$  é a condutividade térmica do material isolante de espessura  $e_i$ ,  $D_s$  é o diâmetro do reservatório, e  $S_s$  equivale à razão entre o diâmetro e a altura do reservatório  $H_s$ , sendo conhecido por fator de forma do reservatório.

### Difusão entre nós

A interação entre os nós por meio de difusão de calor é formulada para o nó  $j$ , de temperatura  $T_j$  e condutividade térmica  $k_j$ , com relação ao nó situado imediatamente acima, de temperatura  $T_{j-1}$ , e ao nó imediatamente abaixo, de temperatura  $T_{j+1}$ , segundo a expressão (KLEIN; ALVARADO, 2010),

$$Q_{cond,j} = \frac{k_j A_j (T_j - T_{j+1})}{L_{cond,j}} + \frac{k_{j-1} A_{j-1} (T_j - T_{j-1})}{L_{cond,j-1}}. \quad (3.22)$$

O esquema do modelo matemático para a condução entre nós pode ser visto na Figura 3.5.

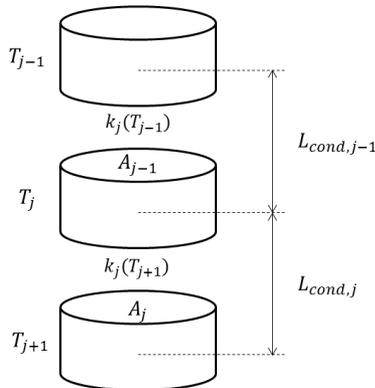


Figura 3.5- Esquema utilizado para formulação da transferência de calor por condução entre nós.

As áreas  $A_j$  e  $A_{j-1}$  representam as áreas de interface entre o nó  $j$  e o nó imediatamente abaixo e entre o nó  $j$  e o nó imediatamente acima, respectivamente. As distâncias  $L_{cond,j}$  e  $L_{cond,j-1}$  correspondem às distâncias entre os centroides do nó  $j$  e o nó imediatamente abaixo e entre o nó  $j$  e o nó imediatamente acima, respectivamente. As condutividades térmicas  $k_j$  e  $k_{j-1}$  do fluido contido no nó  $j$ , avaliado na temperatura do nó acima,  $T_{j-1}$ , e na temperatura do nó abaixo,  $T_{j+1}$ , respectivamente.

### Transferência de calor por advecção

A parcela de energia carregada pelos fluxos que entram e saem do reservatório pode ser calculada pela Eq. (3.23), obtida através de um balanço térmico em cada par  $i$  de entrada-saída do reservatório:

$$Q_{flow,i,j} = \dot{m}_{in}c_pT_{in} + \dot{m}_{in,j-1}c_pT_{j-1} + \dot{m}_{in,j+1}c_pT_{j+1} - \dot{m}_{push}c_pT_j, \quad (3.23)$$

onde  $\dot{m}_{in}$  é o fluxo de massa de fluido com temperatura  $T_{in}$  que entra diretamente no nó  $j$  por uma porta de entrada,  $\dot{m}_{in,j-1}$  é o fluxo de massa de fluido com temperatura  $T_{j-1}$  que entra no nó proveniente do nó imediatamente acima,  $\dot{m}_{in,j+1}$  é o fluxo de massa de fluido com temperatura  $T_{j+1}$  que entra no nó proveniente do nó imediatamente abaixo. Por fim, para satisfazer o balanço de massa no nó,  $\dot{m}_{push}$  representa o fluxo de fluido de temperatura  $T_j$  que é empurrada para os nós adjacentes devido aos demais fluxos (KLEIN; ALVARADO, 2010).

### Efeitos do fluxo de mistura

Devido aos efeitos térmicos de estratificação, a cada passo de tempo da simulação, os nós se tornam instáveis com relação à temperatura. A maioria dos modelos disponíveis no TRNSYS para simulação de reservatórios térmicos efetua a “mistura” entre os nós ao final do passo de tempo, realizando uma espécie de média de temperaturas com o propósito de alcançar a estabilidade. Este procedimento pode aumentar o erro no cálculo do balanço final, visto que todas as outras parcelas de fluxo de energia do reservatório são calculadas com a temperatura determinada anteriormente à “mistura”.

O modelo matemático do *Type534*, por sua vez, é capaz de prever quais nós se tornarão instáveis e, deste modo, realizar a “mistura” previamente, sendo o fluxo de mistura especificado pelo usuário. Assim, todas as parcelas de energia do reservatório são calculadas à mesma temperatura e o balanço é avaliado corretamente. O cálculo da energia dispendida para realizar a mistura, considerando os fluxos de mistura do nó em questão com os nós imediatamente acima e abaixo,  $\dot{m}_j$  e  $\dot{m}_{j-1}$ , respectivamente, é obtido pela Eq. (3.24):

$$Q_{mix} = \dot{m}_j c_{p_j} (T_j - T_{j+1}) + \dot{m}_{j-1} c_{p_{j-1}} (T_j - T_{j-1}). \quad (3.24)$$

### 3.2.4 Bomba de calor ar-líquido

O componente do TRNSYS utilizado para simular a bomba de calor ar-líquido foi o *Type941*, que utiliza um arquivo externo para determinar o desempenho do equipamento. O desempenho da bomba de calor é caracterizado pelos valores de capacidade de aquecimento e de potência consumida, os quais devem ser fornecidos pelo usuário em função das vazões que circulam no evaporador e no condensador e suas respectivas temperaturas.

Conforme as condições de vazão e temperatura de operação, os dados são linearmente interpolados e os valores de capacidade de aquecimento e de potência total consumida pela bomba de calor para estas condições podem ser obtidos. É de grande importância que o usuário tenha em mente que não é possível extrapolar os dados além do intervalo no qual foi definida a curva de operação da bomba de calor. Para condições de operação que eventualmente não estejam contidos neste intervalo, o modelo assume o valor limite mais próximo. Ainda, para o ar, é necessário fornecer dados de umidade relativa ou umidade absoluta, conforme disponibilidade.

### Modelo matemático

Desconsiderando-se o processo de superaquecimento, a Eq. (3.25) é obtida a partir do balanço de energia no ciclo de compressão de vapor que caracteriza a operação da bomba de calor:

$$Q_{evap} = Q_{cond} - W_{comp}, \quad (3.25)$$

onde  $Q_{cond}$  é a taxa de calor trocado no condensador,  $Q_{evap}$  é a taxa de calor trocado no evaporador e  $W_{comp}$  é a potência consumida pelo compressor.

Já potência consumida pelo compressor é obtida ao se subtrair a potência consumida pelo ventilador  $W_{fan}$  da potência total consumida pela bomba de calor  $W_{hp}$ , conforme a Eq. (3.26):

$$W_{hp} = W_{comp} + W_{fan} . \quad (3.26)$$

Os dados de  $Q_{cond}$  e  $W_{hp}$  são obtidos das curvas de desempenho da bomba de calor e a potência do ventilador deve ser fornecida à parte pelo usuário. Assim, da Eq. (3.25) é possível obter  $Q_{evap}$ .

Através de um balanço entre a entrada e a saída do evaporador, pode-se determinar o estado termodinâmico do ar na saída em função de grandezas conhecidas: entalpia do ar na entrada,  $h_{air,in}$ , determinada por meio das condições de temperatura e pressão de entrada; calor trocado no evaporador,  $Q_{evap}$ ; e fluxo de massa de ar,  $\dot{m}_{air}$ , imposto pela potência do ventilador, que é também fornecida pelo usuário:

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{air}} . \quad (3.27)$$

A temperatura de saída da água pode ser obtida também por meio de um balanço de energia efetuado entre a entrada e a saída do condensador, conforme a Eq. (3.28):

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{Q_{cond}}{\dot{m}_{fluid}c_{p,fluid}} . \quad (3.28)$$

Por fim, o coeficiente de performance da bomba de calor é calculado pela relação entre o calor fornecido pelo condensador e a quantidade de energia consumida pela operação do compressor e do ventilador, componentes da bomba de calor, tal que

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp} + W_{fan}} . \quad (3.29)$$

### 3.2.5 Bomba de calor líquido-líquido

A bomba de calor líquido-líquido é modelada pelo *Type927*, que representa uma bomba de calor de estágio simples. Assim como o com-

ponente utilizado para modelar a bomba ar-líquido, o *Type927* utiliza arquivos externos fornecidos pelo usuário contendo dados de catálogo para a capacidade de aquecimento e a potência consumida pela bomba de calor, em função das vazões e temperaturas das fontes quente e fria.

Neste modelo, os dados também são linearmente interpolados e não é possível extrapola-los além do intervalo fornecido para a curva de operação da bomba de calor. Para condições de operação além dos intervalos definidos, o modelo assume o valor limite mais próximo.

### Modelo matemático

Novamente, o balanço de energia na bomba de calor é realizado, resultando-se na Eq. (3.25). Neste caso, porém, o consumo total da bomba de calor é equivalente ao consumo do compressor, visto que não há ventilador. Além disso, a temperatura de saída do fluido da fonte quente é obtida diretamente do balanço de energia entre a entrada e a saída do evaporador, tal que

$$T_{source,out} = T_{source,in} - \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_{source}c_{p_{source}}}. \quad (3.30)$$

De forma análoga, a temperatura de saída do fluido no circuito da fonte fria pode ser obtida por meio de um balanço de energia efetuado entre a entrada e a saída do condensador, conforme a Eq. (3.33):

$$T_{load,out} = T_{load,in} + \frac{Q_{cond}}{\dot{m}_{load}c_{p_{load}}}. \quad (3.31)$$

#### 3.2.6 Válvula de mistura e válvula termostática

As válvulas de mistura e termostática são utilizadas em conjunto toda vez que a temperatura do fluido entregue pelo sistema de aquecimento for maior que a temperatura requerida de consumo. O esquema da Figura 3.6 ilustra os fluxos de massa e suas respectivas temperaturas. Para satisfazer a demanda de forma adequada, é preciso misturar a corrente de água quente proveniente do sistema de aquecimento ( $\dot{m}_1$  à temperatura  $T_h$ ) com a corrente de água da rede ( $\dot{m}_2$  à temperatura  $T_i$ , menor que a temperatura quente  $T_h$ ), a fim de obter a vazão de consumo  $\dot{m}_i$  à temperatura desejada,  $T_L$ . Quando a temperatura do fluxo de massa  $\dot{m}_1$  for igual ou menor que a temperatura de consumo, o fluxo de mistura  $\dot{m}_2$  será nulo.

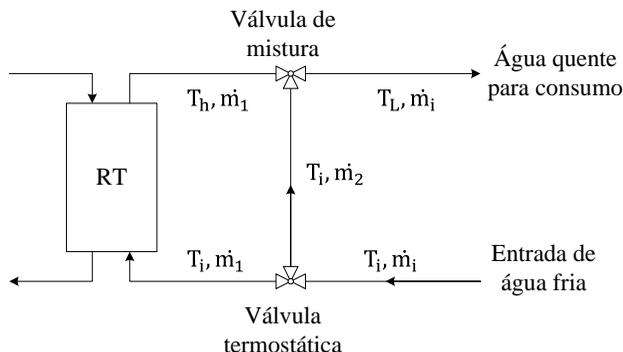


Figura 3.6- Esquema de funcionamento das válvulas.

Neste trabalho, para modelar a operação das válvulas de mistura e termostática, utilizou-se o *Type11*. Este componente possui dez modos de operação, e é utilizado para representar válvulas e tubulações em T em diferentes situações. Nos sistemas em questão, dois modos de operação diferentes foram utilizados: se pré-determinada a operar no modo 1, o componente representa a válvula de mistura. Por outro lado, quando no modo 4, representa uma válvula termostática.

### 3.2.7 Perfil de consumo de água

O *Type14* é o componente do TRNSYS utilizado para importar o perfil de consumo de água determinado pelo usuário e aplicá-lo nas simulações. Esta sub-rotina possui uma função de carga que consiste de um conjunto de pontos discretos, indicando o valor da função em quilograma por hora a cada período de tempo durante um ciclo. A partir do conjunto de valores discretos, este componente é capaz de gerar uma curva contínua por meio de interpolação linear dos dados discretos. Especificando-se um perfil de consumo diário, pode-se programar o componente para repeti-lo todos os dias do ano.

## 3.3 Indicadores de desempenho

Conforme exposto na revisão bibliográfica, a inconsistência com relação aos indicadores de desempenho adotados nos diversos estudos disponíveis na literatura dificulta a comparação dos resultados obtidos entre um e outro (CHU&CRUICKSHANK, 2014; BUKER&RIFFAT, 2016). Desta maneira, a fim de possibilitar a comparação dos sistemas

propostos neste trabalho com resultados obtidos por outros autores, os principais indicadores de desempenho utilizados para descrever os resultados aqui obtidos são estabelecidos conforme definidos em IEA SHC Task44 (MALENKOVIĆ, 2013).

As expressões para o cálculo dos indicadores de desempenho apresentadas nesta seção são baseadas nos volumes de controle ilustrados na Figura 3.7, e envolvem as seguintes quantidades de energia: energia total entregue para o usuário ( $\dot{Q}_{DHW}$ ); energia solar útil absorvida nos coletores solares ( $\dot{Q}_{solar}$ ); calor absorvido no evaporador da bomba de calor ( $\dot{Q}_{evap}$ ); calor entregue à fonte fria pela bomba de calor ( $\dot{Q}_{cond}$ ); consumo elétrico da bomba de calor ( $P_{el,TOT,HP}$ ), que corresponde ao consumo do compressor e ventilador; consumo de energia pelo aquecedor auxiliar ( $P_{aux}$ ); e, consumo elétrico total do sistema ( $P_{el,TOT}$ ), que corresponde à soma dos consumos da bomba de calor e do aquecedor auxiliar. Neste trabalho, o consumo de energia de equipamentos periféricos não é contabilizado nos indicadores de desempenho.

A Figura 3.7 mostra o esquema dos fluxos de energia para os dois sistemas combinados propostos neste trabalho. Ressalta-se que o modelo utilizado considera que os sistemas devem ser capazes de suprir a energia solicitada pelo usuário incluindo as perdas e o consumo de equipamentos secundários necessários as suas operações, a exemplo de perdas térmicas de reservatórios térmicos e consumo de bombas de circulação. Em outras palavras, perdas térmicas dos reservatórios térmicos e consumo de equipamentos secundários são contabilizados internamente pelos sistemas.

### 3.3.1 Fator de desempenho sazonal

O indicador denominado Fator de Desempenho Sazonal (*Seasonal Performance Factor* – SPF) representa a eficiência energética de um sistema, subsistema ou componente, dependendo do volume de controle adotado, em um dado período.

Para o sistema global, o SPF é calculado pela razão entre a energia útil total entregue ao usuário pelo sistema e a energia total consumida pelo sistema, no mesmo período de tempo, conforme a Eq. (3.32):

$$SPF_{system} = \frac{\int \dot{Q}_{DHW} dt}{\int (P_{el,TOT,HP} + P_{aux}) dt} = \frac{\int \dot{Q}_{DHW} dt}{\int P_{el,TOT} dt}. \quad (3.32)$$

Para a bomba de calor, o indicador é obtido da razão entre a capacidade de aquecimento e o consumo elétrico da bomba de calor em um período de tempo, tal que

$$SPF_{HP} = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{\int P_{el,TOT,HP} dt} \quad (3.33)$$

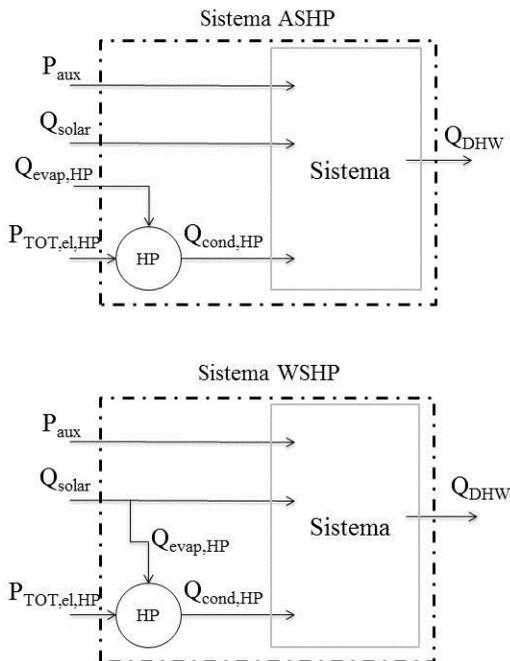


Figura 3.7- Volumes de controle de referência para a definição dos indicadores de desempenho, onde a linha cheia em cinza representa o volume de controle definido como interno e a linha pontilhada em preto representa o volume de controle externo.

### 3.3.2 Fração solar e fração de economia de energia

A definição de fração solar (*Solar Fraction – SF*) utilizada neste trabalho é baseada no volume de controle interno (linha cheia cinza na Figura 3.7). A fração solar assim definida representa a parcela de energia solar que é efetivamente utilizada pelo sistema para satisfazer a demanda térmica, ou seja, aquecer a água.

Essa forma de definição limita a fração solar a um valor máximo igual à unidade, e, para os sistemas combinados, resulta em:

$$SF = 1 - \frac{\int (\dot{Q}_{cond} + P_{aux}) dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.34)$$

Para sistemas solares convencionais, escreve-se a fração solar apenas em função do consumo do aquecedor auxiliar, tal que

$$SF = 1 - \frac{\int P_{aux} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.35)$$

Por outro lado, com base no volume de controle externo da Figura 3.7, define-se o indicador chamado *Free Energy Fraction* (FEF), proposto por Freeman *et al.* (1979), que quantifica a parcela de energia absorvida do ambiente, seja a radiação solar ou a energia absorvida do ambiente pela bomba de calor, em relação à demanda de energia. Em outras palavras, a FEF representa a fração de economia de energia promovida pelo sistema.

Aqui, é importante ressaltar que para os sistemas convencionais, visto que possuem apenas duas fontes de energia: solar e auxiliar, a fração solar definida pela Eq. (3.36) é equivalente à fração FEF. Para o sistema ASHP, a FEF inclui tanto a energia absorvida pelos coletores quanto a energia absorvida do ar ambiente pelo evaporador da bomba de calor. Já para o sistema WSHP, a FEF contabiliza apenas a absorção de energia solar, visto que os coletores solares fornecem energia tanto para a conexão *by-pass* quanto para a bomba de calor. Assim, para os sistemas combinados, a FEF é definida conforme a Eq. (3.36):

$$\begin{aligned} FEF &= \frac{\int (\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{evap}) dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt} \\ &= 1 - \frac{\int (P_{el,TOT,HP} + P_{aux}) dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Combinando as equações (3.36) e (3.32), tem-se a FEF em função do fator de desempenho sazonal do sistema:

$$FEF = 1 - SPF_{system}^{-1}. \quad (3.37)$$

### 3.3.3 Frações para o aquecedor auxiliar e a bomba de calor

Define-se quatro frações de energia de entendimento imediato para caracterização do desempenho do aquecedor auxiliar e da bomba de calor:

1) Fração de demanda pela bomba de calor, que representa a contribuição da energia entregue ao sistema pelo condensador da bomba de calor em relação à energia entregue ao usuário, e é definida por:

$$F_{d,HP} = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.38)$$

2) Fração de consumo da bomba de calor, definida pela razão entre a quantidade de energia consumida pela bomba de calor e a energia entregue ao usuário, conforme a Eq. (3.39):

$$F_{c,HP} = \frac{\int P_{el,TOT,HP} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.39)$$

3) Fração de demanda pelo aquecedor auxiliar, que representa a fração da energia entregue ao usuário que é satisfeita pelo aquecedor auxiliar, segundo a Eq. (3.40):

$$F_{d,aux} = \frac{\int P_{aux} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.40)$$

4) Fração de consumo do aquecedor auxiliar, obtida pela divisão da fração de demanda  $F_{d,aux}$  pela eficiência do aquecedor, resultando na Eq. (3.41):

$$F_{c,aux} = \frac{1}{\eta_{aux}} \frac{\int P_{aux} dt}{\int \dot{Q}_{DHW} dt}. \quad (3.41)$$

### 3.3.4 Eficiência média dos coletores solares

A eficiência média dos coletores solares fornece uma indicação do seu desempenho no período simulado. Este indicador é definido como a razão entre o calor útil absorvido pelos coletores,  $Q_u$ , e a radiação solar incidente no plano inclinado,  $G_T$ , pela área total de coletores,  $A_c$ , conforme a expressão apresentada na Eq. (3.42):

$$\eta_{col} = \frac{Q_u}{A_c G_T}. \quad (3.42)$$

## 3.4 Parâmetros das simulações

Todas as simulações se iniciam com a leitura dos parâmetros de entrada indispensáveis para sua execução. Tanto os parâmetros gerais considerados nas simulações, quanto os parâmetros individuais de cada componente dos sistemas são apresentados nos subitens seguintes, de acordo com sua classificação.

### 3.4.1 Parâmetros gerais

A Tabela 3.1 apresenta os parâmetros gerais utilizados em todas as simulações. O intervalo de simulação corresponde a um ano.

Tabela 3.1- Parâmetros gerais das simulações.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Tempo inicial (em horas)	0,0
Tempo final (em horas)	8760,0
Intervalo de tempo numérico (hora)	0,1
Método de solução das equações	Aproximações sucessivas
Método de discretização das equações diferenciais	Euler modificado

O desempenho dos sistemas será avaliado para a cidade de Florianópolis-SC, Brasil, cujas características geográficas são mostradas na Tabela 3.2. O albedo da superfície foi considerado igual a 0,2.

Tabela 3.2- Características da localização geográfica.

Parâmetro	Valor
Local	Florianópolis-SC (Brasil)
Latitude	-27,5966
Albedo	0,2

O fluido de armazenamento térmico utilizado em todas as simulações é a água, cujas propriedades físicas à temperatura de 40 °C são apresentadas na Tabela 3.3. Estas propriedades também foram utilizadas para o fluido que circula no coletor solar, no condensador da bomba de calor ar-água e no condensador e evaporador da bomba de calor água-água.

Tabela 3.3- Propriedades da água à temperatura de 40 °C (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Condutividade térmica	$k_w$	0,628	W / m K
Calor específico da água	$c_p$	4178	J / kg K
Massa específica da água	$\rho$	995	kg / m <sup>3</sup>
Viscosidade absoluta da água	$\mu_w$	$6,55 \times 10^{-4}$	Pa s
Coefficiente de dilatação volumétrica da água para o intervalo de temperatura de 40 a 60 °C	$\gamma_w$	$4,55 \times 10^{-4}$	1 / K

### 3.4.2 Coletor solar

Apesar de o modelo matemático do coletor solar ser baseado em uma curva de eficiência quadrática, os dados de desempenho obtidos experimentalmente e fornecidos pelo fabricante são ajustados linearmente. Assim, são fornecidos os coeficientes  $a_0 = F_R(\tau\alpha)_n$  e  $a_1 = F_R U_L$ , enquanto o coeficiente  $a_2$  da Eq. (3.6) é considerado nulo.

Os dados de desempenho do coletor solar utilizado na simulação de todos os sistemas correspondem ao coletor JFS10 da linha Jelly Fish fabricado pela empresa TOSI Ltda, com produção de energia estimada

de 89,51 kWh/mês, e de classificação A, segundo a tabela de eficiência energética do Inmetro. A Tabela 3.4 apresenta os parâmetros obtidos a partir de testes padrão e utilizados nos modelos descritos nas seções anteriores. A área total de coletores solares não será declarada neste momento, pois é um parâmetro variável.

Tabela 3.4- Parâmetros de operação do coletor solar da linha Jelly Fish do fabricante TOSI Ltda (valores fornecidos pelo fabricante).

Parâmetros do coletor	Símbolo	Unidade	Valor
Coefficiente linear da curva de eficiência	$F_R(\tau\alpha)_n$	-	0,77
Coefficiente angular da curva de eficiência	$F_R U_L$	W/(m <sup>2</sup> K)	4,27
Vazão mássica de teste por metro quadrado de coletor solar	$\dot{m}''_{test}$	kg/(m <sup>2</sup> h)	70,0
Coefficiente de 1ª ordem de modificação do ângulo de incidência	$b_0$	-	0,1065
Coefficiente de 2ª ordem de modificação do ângulo de incidência	$b_1$	-	0

Substituindo-se os coeficientes obtidos empiricamente,  $a_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ , na expressão para a eficiência do coletor solar definida na Eq. (3.16), é possível traçar a curva de eficiência do coletor solar em função do parâmetro  $\Delta T/G_T$ . O parâmetro  $\Delta T/G_T$  pode ser interpretado como um fator de disponibilidade de radiação, sendo adequado para representar a eficiência dos coletores, pois considera tanto a variação de temperatura, quanto a radiação solar disponível. A curva de eficiência do coletor solar utilizado neste trabalho é apresentada na Figura 3.8.

Por fim, a instalação dos coletores solares segue a recomendação para maior aproveitamento da radiação solar no inverno, isto é, os coletores devem ser inclinados em relação ao plano horizontal a um valor próximo ao equivalente do absoluto da latitude do local mais 10°. Assim, adotou-se o valor de 35° para Florianópolis.

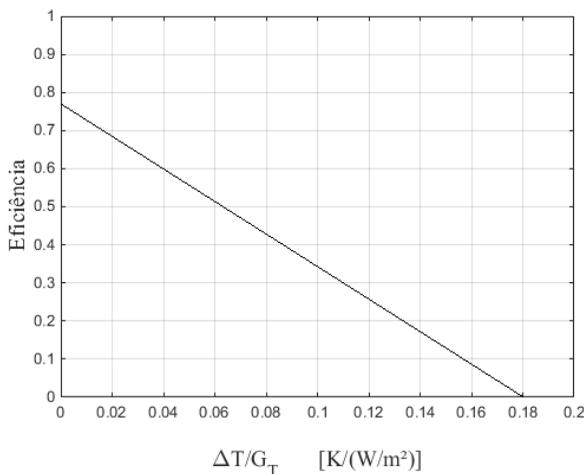


Figura 3.8- Curva de eficiência do coletor solar JFS10 da linha Jelly Fish fabricado pela empresa TOSI Ltda.

### 3.4.3 Dados meteorológicos

Os dados meteorológicos utilizados neste trabalho correspondem ao TMY para a cidade de Florianópolis-SC, disponibilizado pelo projeto SWERA. O arquivo contém os dados de radiação global no plano horizontal, radiação direta no plano normal, radiação difusa no plano horizontal, radiação extraterrestre no plano horizontal, temperatura ambiente, umidade relativa e velocidade do vento. Os valores de temperatura ambiente são utilizados para o cálculo das perdas térmicas do reservatório. Além disso, a bomba de calor ar-água do sistema ASHP, também utiliza os dados de temperatura ambiente e umidade relativa.

Os valores de radiação solar são utilizados como dados de entrada para o cálculo da radiação solar incidente no plano do coletor  $I_T$ . Adota-se comumente o modelo de céu anisotrópico de Perez (1999) (DUFFIE; BECKMAN, 2006). A principal característica deste modelo com relação aos seus precedentes é o tratamento da radiação difusa como sendo constituída por três componentes: circunsolar, isotrópica e brilho horizontal. A primeira delas, a componente circunsolar, é proveniente da dispersão da radiação solar na atmosfera e se concentra principalmente na região ao redor do disco solar, sendo a única, dentre as três, dependente do ângulo de incidência da radiação direta. Já o que se chama brilho horizontal é a radiação observada próximo ao horizonte, sendo mais pronunciada em dias de céu claro. A componente isotrópica é o

que resta da radiação difusa uniformemente distribuída no hemisfério (DUFFIE; BECKMAN, 2006).

#### 3.4.4 Reservatório térmico

Os parâmetros geométricos do reservatório cilíndrico vertical utilizado são apresentados na Tabela 3.5, em função do volume do reservatório,  $V_s$ . O volume do reservatório é considerado um parâmetro variável neste trabalho e será abordado adiante. Especificando-se  $V_s$ , é possível obter todas as características geométricas do reservatório. Para o isolamento térmico do reservatório, adotou-se uma camada de 0,05 m de lã de vidro.

Tabela 3.5- Parâmetros geométricos do reservatório térmico e do isolante utilizado.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Fator de forma do reservatório (diâmetro sobre altura)	$S_s$	$D_s/H_s = 1/3$	-
Diâmetro do reservatório	$D_s$	$(4S_sV_s/\pi)^{1/3}$	m
Altura do reservatório	$H_s$	$D_s/S_s$	m
Espessura do isolamento térmico	$e_i$	0,05	m
Condutividade térmica do material de isolamento térmico (INCROPERA <i>et al.</i> , 2008)	$k_i$	0,036	W/mK

#### 3.4.5 Bombas de calor

Os dados de catálogo utilizados para simular o desempenho da bomba de calor ar-líquido correspondem à bomba de calor ar-água de alta temperatura da série Aeromax Plus fabricada pela empresa Kingspan, denominada doravante ASHP (*air-source heat pump*). Este equipamento opera com fluido refrigerante R-407C e é composto por um condensador de placas planas, um evaporador de tubos de cobre com aletas de alumínio, um compressor do tipo *scroll* e um ventilador axial.

Já o desempenho da bomba de calor líquido-líquido é baseado nos dados de catálogo da bomba de calor água-água da série Aquazone 50PSW025-420 fabricada pela CARRIER. Esta última será denominada WSHP (*water-source heat pump*) daqui em diante. O equipamento supracitado possui compressores *scroll* de alta eficiência, dois trocadores de calor do tipo duplo tubo e uma válvula de expansão termostática, e opera com R-410A.

A Tabela 3.6 apresenta as características das bombas de calor escolhidas. São apresentados os valores de coeficiente de performance (COP) e de capacidade de aquecimento para condições nominais de operação, além das faixas de operação para a temperatura de entrada nas fontes quente e fria.

Tabela 3.6- Características das bombas de calor em condições nominais de operação.

	<b>COP</b>	<b>Capacidade de aquecimento nominal [kW]</b>	<b>Temperatura de entrada [°C]</b>	
ASHP	3,7	43,6	Fonte fria (ar)	-20 a 35
			Fonte quente (água)	25 a 55
WSHP	4,4	9,08	Fonte fria (água)	-6 a 26
			Fonte quente (água)	21 a 43

Os valores fornecidos para a capacidade de aquecimento e potência consumida foram normalizados com relação à condição nominal de operação, de maneira que seja possível o escalonamento da capacidade de aquecimento da bomba de calor. Assim, é possível representar bombas de calor tanto menores quanto maiores em relação à condição nominal, mas que operam segundo a mesma curva de desempenho.

Aqui, define-se o fator de escala (FE) das bombas de calor como a razão entre a capacidade de aquecimento que se deseja simular,  $Q_{sim}$ , e a capacidade de aquecimento nominal,  $Q_{nom}$ , tal que  $Q_{sim} = FE \cdot Q_{nom}$ . O FE é igualmente aplicado para a obtenção da potência consumida, bem como das vazões nas fontes quente e fria.

### 3.4.6 Modelo de consumo de água quente

A análise será conduzida para avaliar o desempenho dos sistemas aplicados a condomínios residenciais utilizando dados climatológicos para a cidade de Florianópolis-SC. A fim de priorizar a influência do

tipo de edificação da localidade e, portanto, de hábitos culturais, o perfil obtido por Salazar (2004) será utilizado neste trabalho, visto que caracteriza o consumo residencial para a referida localização. Assumiu-se um consumo diário de água quente de 20000 litros.

#### 3.4.7 Temperatura de consumo e bactéria *Legionella*

Os sistemas foram configurados de modo que a temperatura da água entregue ao sistema de recirculação seja de 50 °C. Admitindo-se como aceitável uma queda de temperatura de 10 °C no sistema de circulação, o usuário recebe a água a 40 °C, ideal para consumo doméstico (banho, pias).

Conforme exposto no capítulo de revisão bibliográfica, a questão da bactéria *Legionella* é abordada neste trabalho considerando-se os altos níveis de cloro na rede de distribuição de água no Brasil e a possibilidade de instalar entre a saída do sistema e a rede de distribuição um equipamento para tratamento da água com radiação ultravioleta. Assim, o controle da bactéria é garantido pelo mínimo recomendado de dois métodos distintos. Como estratégia de tratamento térmico, configurou-se o aquecedor auxiliar para manter a 60 °C a parte superior do reservatório conectado ao usuário.

### 3.5 Estratégias de Controle

As estratégias de controle adotadas para todos os sistemas têm por objetivo a minimização do consumo de energia auxiliar, assegurando que o usuário tenha sua demanda satisfeita à temperatura desejada.

Como exposto anteriormente, os componentes utilizados para representar as bombas de calor ar-líquido e líquido-líquido modelam as curvas de desempenho com base em um arquivo externo fornecido pelo usuário. Dadas as vazões e temperaturas dos fluxos nas fontes quente e fria, os valores de capacidade de aquecimento e potência consumida são interpolados linearmente. A extrapolação de dados não é permitida, de modo que pontos fora dos limites fornecidos são aproximados pelo valor mais próximo. Quando bombas de calor são combinadas a coletores solares, é possível elevar a temperatura da fonte quente, aumentando o COP da bomba de calor. Contudo, as condições de teste adotadas nas normas utilizadas atualmente para caracterização do desempenho de bombas de calor não compreendem tais intervalos (MALENKOVIĆ, 2013).

Assim, para evitar que as bombas de calor operem fora da curva de desempenho conhecida e especificada no catálogo do fabricante, programou-se uma estratégia de controle baseada nas temperaturas de entrada na bomba de calor tanto da vazão da fonte quente quanto da fonte fria. Desta forma, se as temperaturas estiverem fora do intervalo fornecido, a bomba de calor não opera e permanece desligada.

A Tabela 3.7 apresenta as faixas de operação especificadas pelos fabricantes das bombas de calor e as faixas de fato utilizadas neste trabalho. Para a bomba de calor ar-água, os valores coincidem. Já para bomba de calor água-água, apesar de o limite inferior ser  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  para a temperatura da fonte quente, adotou-se nas simulações o valor de  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Como o fluido que circula no evaporador da bomba de calor é água, esta medida foi tomada para evitar congelamento.

A faixa de operação poderia ser inteiramente aproveitada ao se utilizar um fluido com menor temperatura de congelamento, tal qual uma mistura de etileno glicol e água. Neste caso, duas alternativas são possíveis: (1) completar o RT1 com a mistura e permitir que tanto a bomba de calor quanto os coletores solares operem com o novo fluido, como adotado por Sterling (2011); ou, (2) utilizar a mistura apenas na bomba de calor e incluir um trocador de calor para transferir calor entre a fonte quente (RT1) e o evaporador da bomba de calor. Ambas as opções, no entanto, elevam o custo inicial do sistema WSHP.

Tabela 3.7- Faixas de temperatura de operação das bombas de calor.

		<b>Especificação do fabricante</b>	<b>Valor adotado na simulação</b>
ASHP	Fonte fria (ar)	-20 a 35	-20 a 35
	Fonte quente (água)	25 a 55	25 a 55
WSHP	Fonte fria (água)	-6 a 26	2 a 26
	Fonte quente (água)	21 a 43	21 a 43

As estratégias de controle serão detalhadas em modos de operação (MOp). O primeiro modo de operação (MOp 1) considerado corresponde à operação do coletor solar, que depende apenas da disponibilidade de energia solar e é, portanto, independente do resto do sistema. A operação do coletor solar é controlada a cada passo de tempo através da diferença de temperatura entre a vazão que entra e a que sai do coletor solar. Se essa diferença for muito baixa, não é vantajoso circular água no coletor, pois pouca energia será absorvida. Portanto, quanto menor a

temperatura de entrada no coletor, maior será o potencial de absorção de energia.

A estratégia de controle do coletor solar é a mesma para todos os sistemas e se baseia, portanto, no ganho de temperatura do fluido que circula no coletor solar. Assim, utilizou-se um controlador do tipo diferencial, que compara a diferença entre a temperatura de entrada e saída da água circulando no coletor, e permite a circulação de água nos coletores solares a partir de um ganho de temperatura de 5 °C. A circulação é impedida quando esta diferença cai abaixo de 2 °C.

Outro modo de operação independente do tipo de sistema é a estratégia de controle do aquecedor auxiliar. Para este componente, utilizou-se um controlador do tipo termostato, configurado para ativar o aquecimento se a temperatura do primeiro nó do reservatório térmico ao qual está conectado estiver abaixo de 62 °C mais o valor de histerese. Adotou-se um intervalo de histerese de 4 °C. Os controladores do tipo termostato utilizados assumem que o valor de *setpoint* é centralizado com relação ao intervalo de histerese. Isto é, para os valores supracitados, o valor de *setpoint* é 62 °C e o controlador ativa o aquecedor auxiliar quando a temperatura do reservatório estiver abaixo do valor de 62 – 2 °C, e a desativa quando estiver acima de 62 + 2 °C. Novamente, estas condições são as mesmas para todos os sistemas.

Os demais modos de operação dependem da energia coletada a partir do MOp 1, e serão descritos a seguir, visto que variam de acordo com a estratégia adotada para cada sistema.

### 3.5.2 Sistema Convencional 1

A estratégia de controle adotada para a operação do sistema Convencional 1 é a mais simples dentre os sistemas: o MOp 1 é acionado quando há disponibilidade solar suficiente para satisfazer o ganho de temperatura especificado; e, se a energia solar coletada não for suficiente para atingir a temperatura de armazenamento especificada, o aquecedor auxiliar é ativado (MOp auxiliar). A Tabela 3.8 apresenta o resumo da estratégia de controle deste sistema.

Tabela 3.8- Estratégia de controle do sistema Convencional 1.

<b>Modo de Operação</b>	<b>Descrição</b>	<b>Ação</b>
<b>MOp 1</b>	Compara a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do cole-	Ativação da bomba de circula-

<b>MOp auxiliar</b>	tor solar com os limites superior e inferior especificados pelo usuário. Compara a temperatura da porção superior do reservatório 1 com o valor especificado pelo usuário.	ção do circuito solar. Ativação do aquecedor auxiliar.
---------------------	--	--

### 3.5.3 Sistema Convencional 2

A estratégia de controle do sistema Convencional 2 é similar a do sistema Convencional 1 anteriormente descrita, exceto pela presença do segundo reservatório térmico. Como os reservatórios são conectados em série, a circulação de água entre os reservatórios coincide com a circulação de água no sistema como um todo, que, por sua vez, é imposta pelo perfil de consumo. Em outras palavras, haverá circulação de água entre os reservatórios sempre que (e apenas quando) houver consumo. Novamente, o modo auxiliar é ativado para manter a temperatura de armazenamento acima do valor desejado. Os modos de operação deste sistema são resumidos na 3.5.3.

Tabela 3.9- Estratégia de controle do sistema Convencional 2.

<b>Modo de Operação</b>	<b>Descrição</b>	<b>Ação</b>
<b>MOp 1</b>	Compara a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor solar com os limites superior e inferior especificados pelo usuário.	Ativação da bomba de circulação do circuito solar.
<b>MOp 2</b>	Verifica em base horária se há demanda por energia.	Ativação da circulação de água no sistema.
<b>MOp auxiliar</b>	Compara a temperatura da porção superior do reservatório 1 com o valor especificado pelo usuário.	Ativação do aquecedor auxiliar.

### 3.5.4 Sistema ASHP

Os modos de operação que caracterizam a estratégia de controle do sistema ASHP são descritos na Tabela 3.10. A estratégia de controle deste sistema é bastante similar à estratégia do sistema Convencional 2, visto que a diferença entre os dois é a inclusão da bomba de calor como aquecedor auxiliar. O primeiro modo de operação permite o armazena-

mento de energia no RT1. O segundo modo de operação também é o mesmo empregado no controle do sistema Convencional 2: novamente, só há circulação de água no sistema quando houver demanda pelo usuário.

Em seguida, para manter o RT2 no nível de temperatura especificado, a bomba de calor, atuando como fonte de energia auxiliar, é ativada em detrimento da utilização do aquecedor auxiliar. Assim, se as temperaturas de entrada na bomba de calor estiverem dentro da faixa especificada, a bomba de calor permanece ligada aquecendo o RT2, caracterizando o MOp 3. Se a bomba de calor não for capaz de manter a temperatura da porção superior do RT2 acima da temperatura de armazenamento especificada, o MOp auxiliar ativa o aquecedor auxiliar.

Tabela 3.10- Estratégia de controle do sistema ASHP.

<b>Modo de Operação</b>	<b>Descrição</b>	<b>Ação</b>
<b>MOp 1</b>	Compara a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor solar com os limites superior e inferior especificados pelo usuário.	Ativação da bomba de circulação do circuito solar.
<b>MOp 2</b>	Verifica em base horária se há demanda por energia.	Ativação da circulação de água no sistema.
<b>MOp 3</b>	Verifica se as temperaturas das vazões tanto da fonte quente quanto da fonte fria entrando na bomba de calor estão dentro da faixa especificada pelo fabricante.	Ativação da bomba de calor.
<b>MOp auxiliar</b>	Compara a temperatura da porção superior do reservatório 1 com o valor especificado pelo usuário.	Ativação do aquecedor auxiliar.

O controle das temperaturas de entrada na bomba de calor é realizado por meio de controlador do tipo termostato. Quatro controladores são necessários para a: temperatura superior da fonte quente; temperatura inferior da fonte quente; temperatura superior da fonte fria; e, temperatura inferior da fonte fria. A temperatura de *setpoint* para cada controlador foi configurada igual ao valor limite da faixa de operação fornecida pelo fabricante. Como intervalo de histerese, adotou-se o valor de 4

°C para todas as temperaturas. Assim, a faixa especificada é aproveitada inteiramente, visto que foi permitido a operação até 2 °C (a mais ou a menos) para cada temperatura.

### 3.5.5 Sistema WSHP

A operação em paralelo da bomba de calor em relação ao *by-pass* necessita uma estratégia de controle mais complexa. Os modos de operação e o fluxograma da estratégia de controle do sistema WSHP são apresentados na Tabela 3.11 e na Figura 3.9, respectivamente.

O primeiro modo de operação novamente se repete. Uma vez que o RT1 tenha sido aquecido pela ação dos coletores solares, tanto o MOp2 como o MOp3 são possíveis. O segundo modo de operação prioriza a conexão *by-pass*. Se a temperatura da porção superior do RT1 exceder a temperatura da mesma porção do RT2, o MOp 2 ativa a circulação *by-pass*. Caso contrário, a transferência de energia entre os reservatórios é realizada pela bomba de calor, valendo-se de seu coeficiente de performance. O modo auxiliar é ativado de forma independente a fim de manter a parte superior do RT2 acima da temperatura de armazenamento especificada.

Neste sistema, a operação da bomba de calor reduz a temperatura do RT1, levando a dois efeitos diferentes. Por um lado, temperaturas mais baixas impedem a operação do *by-pass* e, por outro lado, favorecem a operação dos coletores solares. Os coletores solares, operando em condições favoráveis, são capazes de aumentar o aporte de energia solar ao sistema, elevando a temperatura na parte superior do reservatório e permitindo a conexão *by-pass*. Assim, em períodos de alta disponibilidade solar, a transferência de energia entre os reservatórios é realizada de forma direta pelo *by-pass*. Já em períodos de baixa incidência de radiação solar, a bomba de calor é utilizada. Portanto, o *by-pass* é ativado quando há energia solar disponível e a bomba de calor é acionada em períodos nublados.

Ressalta-se que a faixa de operação da temperatura da fonte quente da bomba de calor permite que o *by-pass* opere a temperaturas mais altas, aproveitando a disponibilidade de energia solar, enquanto a bomba de calor opera em níveis inferiores de temperatura.

O controle do *by-pass* entre os reservatórios é realizado por meio de um controlador diferencial. Com base em diferentes tentativas, a diferença entre o nó mais quente do RT1 (nó 1) e o terceiro nó do RT2 foi arbitrada como uma alternativa estável e que prioriza o uso do *by-pass*. Ressalta-se que o primeiro e o segundo nós do RT2 são aquecidos

constantemente pela atuação do aquecedor auxiliar. A configuração do controlador ativa o *by-pass* quando houver um ganho de temperatura mínimo equivalente a 5 °C, permitindo a transferência de água quente de um reservatório para outro, até que a diferença caia para 1 °C.

O controle das temperaturas de entrada na bomba de calor também é realizado por meio de quatro controladores do tipo termostato. Novamente, a temperatura de *setpoint* para cada controlador foi configurada igual ao valor limite da faixa de operação fornecida pelo fabricante e um valor de 4 °C foi adotado para o intervalo de histerese.

Tabela 3.11- Estratégia de controle do sistema WSHP.

<b>Modo de Operação</b>	<b>Descrição</b>	<b>Ação</b>
<b>MOp 1</b>	Compara a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do coletor solar com os limites superior e inferior especificados pelo usuário.	Ativação da bomba de circulação do circuito solar.
<b>MOp 2</b>	Verifica se a temperatura do reservatório 1 é superior à temperatura do reservatório 2.	Ativação da circulação de água pelo <i>by-pass</i> .
<b>MOp 3</b>	Verifica se as temperaturas das vazões tanto da fonte quente quanto da fonte fria entrando na bomba de calor estão dentro da faixa especificada pelo fabricante.	Ativação da bomba de calor.
<b>MOp auxiliar</b>	Compara a temperatura da porção superior do reservatório 1 com o valor especificado pelo usuário.	Ativação do aquecedor auxiliar.

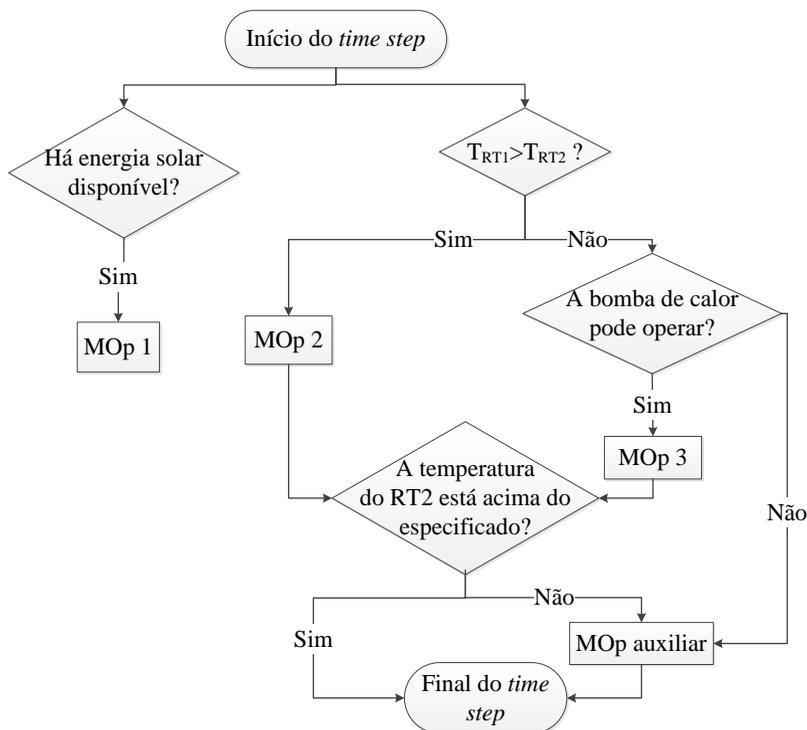


Figura 3.9- Fluxograma da estratégia de controle do sistema WSHP.

### 3.6 Análise econômica

Tendo em vista que a introdução da bomba de calor onera o investimento inicial, é preciso comparar o montante inicial investido com a estimativa das economias futuras, geradas pela substituição do sistema convencional por sistemas mais complexos. Para esta finalidade, será utilizado o método *Life-Cycle Savings* (LCS), conforme utilizado anteriormente na literatura (TAPIA, 1997; GUTIÉRREZ, 2011; STARKE, 2013).

O LCS representa a diferença entre os custos associados ao sistema convencional e os custos associados ao sistema solar. O custo de um sistema (*Life-Cycle Cost* – LCC) envolve todos os dispêndios de um sistema durante seu período de vida útil ou durante o período de tempo considerado para análise. É possível detalhar estes custos tanto quanto se queira, ou considerar apenas os mais relevantes.

O método  $P_1 - P_2$  permite calcular o valor LCS de um sistema com relação a uma referência ao considerar o valor presente de todos os custos associados por meio da definição de fator de valor presente (*Present Worth Factor* - PWF) (DUFFIE; BECKMAN, 2006):

$$PWF(N, i, d) = \sum_{j=1}^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{(d-i)} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] & \text{se } i \neq d \\ \frac{N}{N+1} & \text{se } i = d \end{cases} \quad (3.43)$$

Multiplicando-se a função PWF da Eq. (3.43) pelo primeiro pagamento de uma série de pagamentos feitos ao final de cada período  $N$ , tem-se como resultado o valor presente da soma dos  $N$  pagamentos descontados a uma taxa de juros  $d$  e inflação  $i$ .

Para sistemas solares, Brandemuehl e Beckman (1979) formularam o cálculo de LCS tal que,

$$LCS = P_1 C_{F1} L \mathcal{F} - P_2 (C_A A_C + C_E), \quad (3.44)$$

onde  $P_1$  representa a razão entre o ganho devido a redução de consumo de energia auxiliar no período de vida do empreendimento referente ao primeiro ano e o investimento inicial, e  $P_2$  representa a razão entre dispêndios ocorridos durante o período de vida do empreendimento devido ao capital adicional relacionado ao sistema solar e o investimento inicial.  $C_{F1}$  é o custo relacionado ao combustível do equipamento auxiliar,  $C_A$  é o custo de  $1\text{m}^2$  de área de coletores e  $C_E$  representa a soma de todos os outros custos que não são proporcionais à área de coletores ( $A_C$ ).  $L$  é a demanda anual por energia e  $\mathcal{F}$  representa a fração anual de energia economizada proporcionada pelo sistema solar.

Quaisquer custos adicionais que sejam proporcionais ao custo do combustível no primeiro ano devem ser incluídos na Eq. (3.44) corrigindo-se  $P_1$ . Por outro lado, custos que sejam proporcionais ao investimento inicial devem ser compreendidos em  $P_2$ . Tais parâmetros podem ser obtidos a partir das Eq. (3.45) e (3.46) (DUFFIE; BECKMAN, 2006),

$$P_1 = (1 - Ct) PWF(N_e, i_{fuel}, d), \quad (3.45)$$

e,

$$\begin{aligned}
P_2 = & D + (1 - D) \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \\
& - \bar{t}(1 - D) \left[ PWF(N_{min}, m, d) \left( m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) \right. \\
& \quad \left. + \frac{PWF(N_{min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \quad (3.46) \\
& + M_s(1 - C\bar{t})PWF(N_e, i, d) \\
& + tV(1 - \bar{t})PWF(N_e, i, d) \\
& - \frac{C\bar{t}}{N_D} PWF(N'_{min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1+d)^{N_e}} (1 - C\bar{t}),
\end{aligned}$$

onde  $C$  é um indicador que classifica o empreendimento em comercial ( $C = 1$ ) ou não-comercial ( $C = 0$ );

$t$  é o imposto patrimonial baseado no valor de avaliação;

$\bar{t}$  é o imposto de renda efetivo;

$N_e$  é o período de análise econômica na vida útil do sistema;

$i_{fuel}$  é a taxa de inflação da tarifa de energia auxiliar;

$d$  é a taxa de desconto anual do mercado;

$D$  é a razão entre a contrapartida e o investimento inicial;

$N_L$  é o período de empréstimo;

$N_{min}$  é o período em que a amortização do financiamento contribui para a análise (normalmente é dado pelo mínimo entre  $N_e$  e  $N_L$ );

$m$  é a taxa de juros;

$M_s$  é a razão entre os custos variáveis e o investimento inicial;

$V$  é a razão entre o valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e o investimento inicial;

$N_D$  é o período de depreciação;

$N'_{min}$  é o período em que a depreciação contribui para a análise (normalmente é dado pelo mínimo entre  $N_e$  e  $N_L$ );

$R_v$  é a razão entre o valor de revenda no final da vida útil e o investimento inicial.

Dado que sistemas combinados possuem bombas de calor e aquecedor auxiliar, deve-se utilizar uma formulação modificada para o método  $P_1 - P_2$ . Pode-se estimar o LCS pela Eq. (3.47), conforme utilizado por Starke (2013),

$$LCS = \left( (1 - F_{c,aux})C_{F,aux}P_{1,1} - F_{c,hp}C_{F,ele}P_{1,2} \right) L - P_2 \left( (1 + C_{inst,A})C_{AA}C + (1 + C_{inst,hp})C_{hp} + C_E \right), \quad (3.47)$$

onde  $F_{c,aux}$  e  $F_{c,hp}$  são as frações de energia consumidas pelo aquecedor auxiliar e pela bomba de calor, respectivamente;  $P_{1,1}$  e  $P_{1,2}$  equivalem ao parâmetro  $P_1$  original do método calculado com base na inflação dos combustíveis utilizados no aquecedor auxiliar e na bomba de calor, respectivamente;  $C_{inst,A}$  e  $C_{inst,hp}$  representam a razão entre o custo de instalação do sistema solar e da bomba de calor e o custo total do sistema solar e da bomba de calor, respectivamente.

### 3.6.2 Parâmetros econômicos

Os parâmetros necessários à estimativa do LCS por meio do método  $P_1 - P_2$  apresentado anteriormente podem ser encontrados na Tabela 3.12. Os valores adotados para os componentes do sistema e demais custos envolvidos serão descritos adiante.

Tabela 3.12- Parâmetros econômicos para estimativa do LCS.

Símbolo	Descrição	Unidade	Valor
C	Indicador comercial/não comercial	-	0
$\bar{t}$	Imposto de renda efetivo	%	0
$N_e$	Período de análise na vida útil do sistema	anos	20
$i_{fuel}$	Taxa de inflação da energia elétrica	%	5
	Taxa de inflação do gás natural (GN)	%	5
$d$	Taxa de desconto anual do mercado (valor meta da taxa SELIC conforme dados de 2016 do Banco Central do Brasil)	%	11
$D$	Razão da contra partida e do investimento inicial (considera-se que não houve empréstimo)	-	1
$N_L$	Período de empréstimo	anos	-
$N_{min}$	Período durante o qual o pagamento de amortização contribui para a análise (mínimo entre $N_e$ e $N_L$ )	anos	20

$m$	Taxa de juros do financiamento	%	-
$M_s$	Razão dos custos variados e do investimento inicial (custo de manutenção do empreendimento)	-	0,01
$t$	Imposto patrimonial baseado no valor de avaliação	%	-
$V$	Razão do valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e do investimento inicial	-	-
$N_D$	Período de depreciação	anos	20
$N'_{min}$	Período durante o qual a depreciação contribui para a análise (mínimo entre $N_e$ e $N_D$ )	anos	20
$R_v$	Razão do valor de revenda e do valor de investimento inicial	-	0,1

Para o custo do campo de coletores solares, adotou-se o valor de R\$ 300,00 por metro quadrado, e 10% do valor total para custo instalação dos coletores.

O custo da bomba de calor ar-água foi estimado com base na expressão estabelecida por Starke (2013) a partir da regressão linear de custos praticados no mercado brasileiro, conforme a Eq. (3.48):

$$C_{hp} = 2871.FR + 3323, \quad (3.48)$$

onde  $FR$  é a razão entre a capacidade da bomba de calor em questão e a capacidade nominal de referência utilizada pelo autor (11,87 kW). Já o custo da bomba de calor água-água foi tomado como 1,5 vezes o custo da bomba de calor ar-água. Para ambas as bombas de calor, adotou-se o custo de instalação como 10% do valor do equipamento.

O custo da energia elétrica foi calculado com base na tarifa e ICMS (imposto sobre circulação de mercadorias e serviços) para Classe Residencial Normal praticada pelas Centrais Elétricas de Santa Catarina S.A. (CELESC) em 2016. O custo em R\$/kWh para o gás natural foi calculado a partir do valor de mercado praticado e do poder calorífico inferior médio (PCI) fornecidos pela Companhia de Gás de Santa Catarina (SCGÁS).

O custo dos reservatórios térmicos foi obtido com base em regressão linear dos custos praticados no mercado para reservatórios de

ação carbono de baixa pressão (pressão de trabalho de 20mca e pressão de teste de 30mca) para configurações em que sejam instalados em cima da edificação. A equação aproximada utilizada é apresentada na Eq. (3.49), em função do volume do reservatório  $V_s$ ,

$$C_{RT} = 3500.V_s + 4052. \quad (3.49)$$

Considerou-se como aquecedor auxiliar um aquecedor a gás natural de potência de 56 kcal/h. Assumiu-se um rendimento de 85%, compatível o nível A do sistema de classificação de energia do Inmetro. Para cada aquecedor auxiliar, adotou-se o valor de R\$ 2500,00, também estimado conforme valores aproximados praticados no mercado brasileiro.

Por fim, a Tabela 3.13 apresenta o resumo dos custos anteriormente apresentados.

Tabela 3.13- Resumo dos custos associados aos sistemas.

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Unidade</b>	<b>Valor</b>
$C_A$	Custo de coletores por metro quadrado	R\$/m <sup>2</sup>	300
$C_{ins,A}$	Razão instalação/custo dos coletores	-	0,1
$C_{HP}$	Custo da bomba de calor	R\$	Eq. (3.48)
$C_{ins,hp}$	Razão instalação/custo da bomba de calor	-	0,1
$C_{RT}$	Custo do reservatório térmico	R\$	Eq. (3.49)
$C_{aux}$	Custo do aquecedor auxiliar	R\$	2500,00
	Custo do gás natural		
$C_{F,aux}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• PCI<sub>médio</sub> = 9.400 kcal/m<sup>3</sup></li> <li>• Preço de R\$ 2,60 por m<sup>3</sup></li> </ul>	R\$/kWh	0,24
	Custo da energia elétrica		
$C_{F,ele}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tarifa convencional para Classe Residencial Normal</li> </ul>	R\$/kWh	0,44
	ICMS		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Classe Residencial Acima de 150 kWh</li> </ul>	-	0,25

### 3.7 Análise de Incertezas: Método de Monte Carlo

O método de Monte Carlo é uma técnica estatística que considera a incerteza das variáveis de entrada de um modelo por meio de distribuições de probabilidade. Após diversas iterações, um conjunto de resultados é gerado, ao qual também é associada uma distribuição de probabilidade. Como os parâmetros de entrada são variados simultaneamente, este método contabiliza diretamente toda e qualquer interação entre os parâmetros, incluindo efeitos sinérgicos e relações não lineares entre eles. Por outro lado, não é possível determinar a sensibilidade do resultado em relação a um único parâmetro. O método de Monte Carlo pode ser empregado em diferentes áreas de estudo. Em particular, este método tem sido empregado para análise de incertezas em modelos de sistemas térmicos desde os anos 80 (JUDKOFF *et al.*, 1983; HUNN *et al.*, 1981). Além disso, é igualmente utilizado em análises de risco (LUGARIĆ, *et al.*, 2007; PEREIRA *et al.*, 2014).

O procedimento seguido para a aplicação da análise de Monte Carlo aos sistemas deste trabalho pode ser acompanhado pelo fluxograma apresentado na Figura 3.10. Primeiramente, deve-se obter os resultados para o caso-base, isto é, o caso em que não há influência das incertezas dos parâmetros (ou que as incertezas não são consideradas). Em seguida, a cada parâmetro de entrada do modelo, deve-se atribuir uma distribuição de probabilidade. Para cada simulação, um valor é selecionado aleatoriamente para cada parâmetro de entrada baseado na sua probabilidade de ocorrência. Os resultados obtidos a partir deste conjunto único de parâmetros são armazenados e o procedimento é repetido N vezes. Uma rotina foi desenvolvida em MATLAB para automatizar este procedimento.

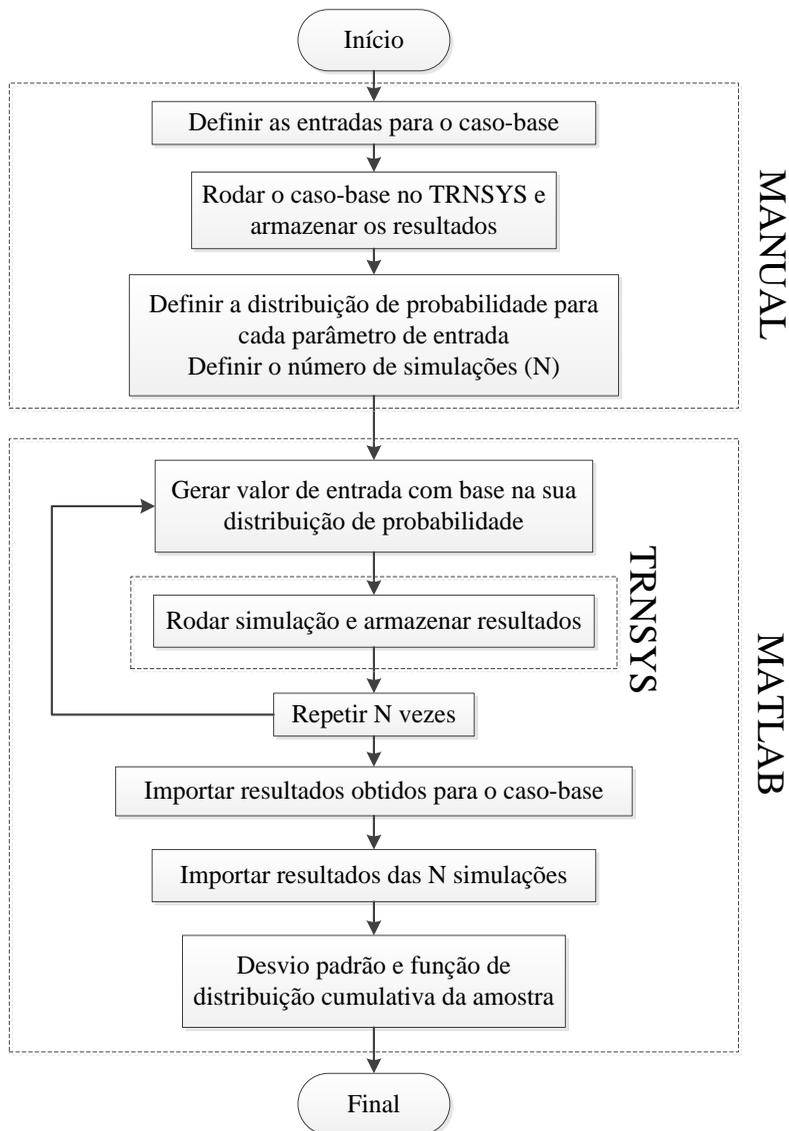


Figura 3.10- Fluxograma do procedimento para a aplicação da análise de Monte Carlo.

### 3.8 Conclusões

Grosso modo, a metodologia proposta baseia-se na utilização de ferramenta de simulação numérica aplicada à análise transiente do comportamento dos sistemas. O principal *software* utilizado é o TRNSYS, particularmente dedicado a simulações transientes.

A partir dos resultados obtidos nas simulações transientes, o comportamento térmico dos sistemas é avaliado conforme os indicadores de desempenho definidos. Variando-se a área de coletores, o volume dos reservatórios e a capacidade da bomba de calor, os resultados das análises paramétricas em termos dos indicadores de desempenho são computados utilizando-se o *software* MATLAB. Tanto as simulações quanto os indicadores de desempenho são tomados em base anual.

Com relação aos parâmetros das simulações, destaca-se que os dados climatológicos correspondem à localidade de Florianópolis-SC e que o desempenho dos coletores solares e das bombas de calor é baseado em dados de catálogo fornecidos por fabricantes, que correspondem a equipamentos disponíveis no mercado. Em termos práticos, considerou-se de forma simplificada a necessidade do emprego de um sistema de recirculação, além de mecanismo térmico para evitar a proliferação da bactéria *Legionella*.

As simulações transientes ainda fornecem os dados de entrada para a estimativa da economia proporcionada ao usuário pelo sistema no decorrer do seu ciclo de vida (LCS – *life cycle savings*), a ser realizada com base no método  $P_1$ - $P_2$ . Estes cálculos também são efetuados em ambiente MATLAB. Vale ressaltar que a análise econômica é absolutamente dependente dos parâmetros econômicos apresentados no item 3.6.2.

Para a propagação de incertezas no modelo, adota-se o método de Monte Carlo. A execução deste método foi automatizada por meio de uma rotina elaborada no MATLAB, com interação direta com o TRNSYS.



## 4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A discussão dos resultados inicia-se com a avaliação da influência do volume dos reservatórios térmicos, buscando-se determinar o dimensionamento adequado para, em seguida, comparar o desempenho dos sistemas. Todas as análises e comparações são realizadas com base nos indicadores de desempenho já definidos. Em seguida, são apresentados os resultados da análise econômica e, por fim, o impacto das incertezas no padrão de consumo é avaliado empregando-se o método de Monte Carlo.

### 4.1 Desempenho térmico

O desempenho térmico dos sistemas será primeiramente avaliado com base na sua capacidade de promover economia de energia, ou seja, o indicador FEF será considerado. Os resultados serão apresentados em termos do total da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos nos intervalos indicados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Intervalo de variação da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos

Sistema	Área de coletores [m <sup>2</sup> ]	RT1 [m <sup>3</sup> ]	RT2 [m <sup>3</sup> ]
Convencional 1	50 – 500	0,075 [m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> ] x área de coletores [m <sup>2</sup> ]	-
Convencional 2	0 – 500		
ASHP	50 – 500	10 – 20	5 – 20
WSHP	0 – 500		

Os sistemas Convencional 1 e ASHP têm faixas de variação da área de coletores iniciando em 50 m<sup>2</sup>, pois: (1) no sistema Convencional 1, o volume do reservatório depende da área de coletores por um fator de 75 litros por metro quadrado. Para valores inferiores a 50 m<sup>2</sup>, o volume resultante do reservatório é muito pequeno se comparado ao consumo diário total e à capacidade do aquecedor auxiliar, de modo que o modelo não converge e a simulação acusa erro; e, (2) para o caso do sistema ASHP, visto que a temperatura mínima da fonte fria é de 25°C, são necessários aproximadamente 50 m<sup>2</sup> de coletores para elevar a temperatura da rede até esse nível, permitindo que a bomba de calor funcio-

ne. Para valores inferiores a este limite, o sistema ASHP se comporta como o sistema Convencional 2.

Excluindo-se o sistema Convencional 1, para o volume dos reservatórios dos demais sistemas, partiu-se da Eq. (4.1), utilizada para estimativa para o volume de armazenamento em projetos de sistemas de água quente (COMGAS&ABRINSTAL; 2011):

$$V_{armaz} = \frac{V_{consumo} \times (T_{consumo} - T_{\acute{a}gua\ fria})}{T_{armaz} - T_{\acute{a}gua\ fria}} \quad (4.1)$$

Esta equação é recomendada para dimensionamento de sistemas de água quente em diversos manuais técnicos para projeto e construção de sistemas prediais e residenciais. Neste trabalho, no entanto, ela será utilizada apenas para a estimativa das faixas de variação do volume do reservatório. Assim, mantendo-se constantes a temperatura de consumo,  $T_{consumo}$ , o volume diário de água quente consumido,  $V_{consumo}$ , e a temperatura da água de reabastecimento  $T_{\acute{a}gua\ fria}$ , a partir da equação 4.1, estimou-se o volume de armazenamento  $V_{armaz}$  necessário para diferentes temperaturas de armazenamento,  $T_{armaz}$ . Os resultados são apresentados na Tabela 4.2. Para uma temperatura de armazenamento média de 60°C, o volume de armazenamento estimado é de 15 m<sup>3</sup>. Portanto, arbitrou-se as faixas de variação do volume dos reservatórios de modo que o volume total de armazenamento, isto é, a soma dos volumes de RT1 e RT2, seja de no mínimo 15 m<sup>3</sup>.

Além disso, tendo-se em vista que a faixa de variação da área dos coletores alcança valores de até 500 m<sup>2</sup>, o volume mínimo assumido para o RT1 foi de 10 m<sup>3</sup> para não prejudicar o desempenho dos coletores. Assim, a menor razão entre o volume do RT1 e a área de coletores é de 20 litros por metro quadrado. Já para o RT2, adotou-se o valor de 5 m<sup>3</sup> satisfazendo o valor de 15 m<sup>3</sup> para o volume mínimo de armazenamento.

Tabela 4.2- Estimativa do volume de armazenamento necessário em função da temperatura de armazenamento assumida.

$T_{consumo}$ [°C]	$T_{\acute{a}gua\ fria}$ [°C]	$V_{consumo}$ [m <sup>3</sup> ]	$T_{armaz}$ [°C]	$V_{armaz}$ [m <sup>3</sup> ]
			60	15
50	20	20	50	20
			40	30

A capacidade de aquecimento das bombas de calor será simulada conforme os fatores de escala e capacidades de aquecimento correspondentes apresentados na Tabela 4.3. Ressalta-se que todas as bombas de calor operam conforme as curvas de desempenho dos equipamentos reais referidos no item 3.4.5, porém com capacidades de aquecimento, potência consumida e vazões nas fontes quente e fria proporcionais aos valores obtidos na condição nominal de operação por um fator definido previamente como fator de escala (FE).

Para a ASHP, adotou-se valores de FE inferiores à unidade, a fim de diminuir a sua capacidade de aquecimento nas simulações. Já para a WSHP, assumiu-se fatores de escala superiores à unidade, permitindo a simulação de bombas de calor com capacidade de aquecimento superior à capacidade de aquecimento de fábrica. Note-se que os FE foram escolhidos de modo que as bombas de calor tenham capacidades de aquecimento similares.

Tabela 4.3- Fator de escala para as bombas de calor e capacidades de aquecimento equivalentes.

	<b>Fator de escala</b>	<b>Capacidade de aquecimento equivalente [kW]</b>
ASHP	0,3	13,08
	0,4	17,44
	0,5	21,80
WSHP	1	9,08
	2	18,16
	3	27,24

#### 4.1.2 Influência da variação do volume dos reservatórios

A primeira análise busca determinar em termos do dimensionamento dos reservatórios um caso-base para comparação dos sistemas. Foram realizadas análises paramétricas em função do volume dos reservatórios e da área de coletores para os intervalos apresentados na Tabela 4.1. Com relação ao volume dos reservatórios, o intervalo foi varrido com incrementos de 2,5 m<sup>3</sup> para cada reservatório, totalizando 35 casos. Para a área de coletores solares, adotou-se como incremento o valor de 20 m<sup>2</sup>.

O principal indicador do desempenho térmico dos sistemas é, sem dúvida, a fração FEF, definida pela Eq. (3.36), visto que representa a fração de economia de energia que o sistema proporciona ao usuário.

Assim, este indicador será utilizado para a análise da influência do volume dos reservatórios.

A Figura 4.1 apresenta a variação do indicador FEF em função da área de coletores para o sistema Convencional 2, para diferentes volumes do RT1, e RT2 com volume fixo de 5 m<sup>3</sup>. Todos os casos apresentam comportamento similar até 150 m<sup>2</sup> de coletores solares. A partir daí, o aporte de energia solar passa a prejudicar o desempenho dos coletores solares pelo aumento do nível de temperatura do reservatório, aumentando a demanda por energia auxiliar.

Em particular, para um RT1 igual 10 m<sup>3</sup>, a partir de 300 m<sup>2</sup> (ou aproximadamente 33 litros por metro quadrado de coletor solar), a fração de economia de energia diminui consideravelmente, visto que o reservatório atinge temperaturas acima de 100 °C e a circulação de água no coletor solar é, por conseguinte, impedida. A diminuição aparentemente brusca na curva neste ponto deve ser observada levando-se em consideração o intervalo de 20 m<sup>2</sup> entre cada ponto. Ainda, em situações extremas como esta, os controladores do sistema operam de forma bastante instável. Por outro lado, volumes acima de 12,5 m<sup>3</sup> permitem que o sistema mantenha seu desempenho, sem maiores perdas.

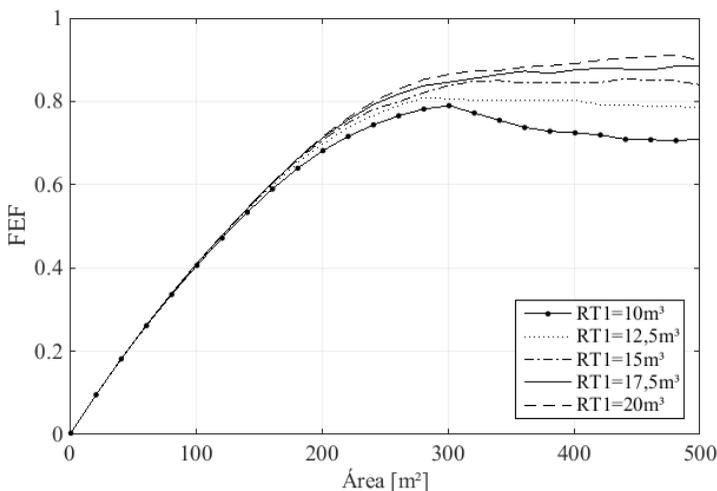


Figura 4.1- Influência do volume do RT1 na fração de economia de energia do sistema Convencional 2, com RT2=5m<sup>3</sup>.

Os demais sistemas também apresentam comportamento similar, como será apresentado adiante. Contudo, neste item, para melhor visualização, serão apresentados apenas 6 dos 35 casos. Assim, para o RT1,

serão considerados os volumes de 10, 15 e 20 m<sup>3</sup>; e para o RT2, volumes de 5 e 15 m<sup>3</sup>.

A Figura 4.2 apresenta os resultados obtidos em termos de FEF em função da área de coletores para o sistema Convencional 2, variando-se tanto RT1 quanto RT2. Em seguida, a Figura 4.3 apresenta a eficiência dos coletores solares em função da área e dos volumes dos reservatórios térmicos.

Estabelecendo um paralelo entre as figuras, conforme explicado anteriormente, nota-se que (1) o aumento do volume do RT1 melhora o desempenho do sistema, consequência do aumento da eficiência dos coletores solares devido à menor temperatura de entrada; e, (2) o comportamento das curvas FEF e de eficiência dos coletores para diferentes volumes de RT1 varia muito pouco com o aumento do volume de RT2.

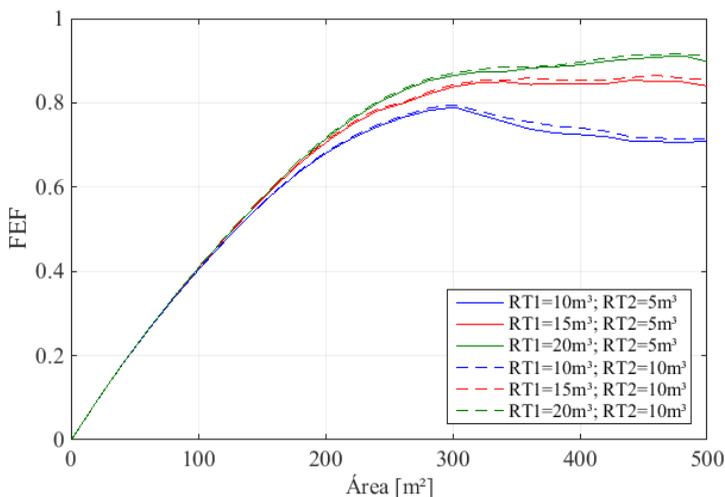


Figura 4.2- FEF do sistema Convencional 2 em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

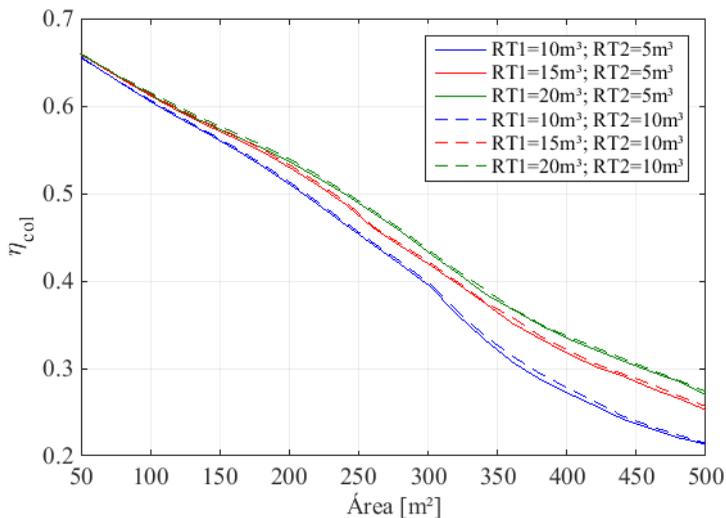


Figura 4.3- Eficiência dos coletores solares do sistema Convencional 2 em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

A Figura 4.4 e a Figura 4.5 apresentam os resultados obtidos para o sistema ASHP com fatores de escala (FE) da bomba de calor iguais a 0,3 e 0,5, respectivamente. Novamente, verifica-se que a variação do volume do RT1 tem maior impacto no desempenho do sistema. Além disso, o comportamento das curvas é similar ao sistema Convencional 2, inclusive no ponto de 300 m<sup>2</sup> de coletores solares, visto que os dois sistemas operam de forma similar, pois a bomba de calor ASHP não tem influência no comportamento do RT1.

Ainda, os resultados mostram que o aumento da capacidade da bomba de calor tem maior impacto no desempenho do sistema quando a área de coletores solares e o volume do RT1 são menores. Entretanto, o comportamento das curvas FEF em função da área de coletores e do volume dos reservatórios apresenta comportamento similar, independente da capacidade da bomba de calor.

Observa-se, contudo, que este sistema é analisado no intervalo de área de coletores de 50 a 500 m<sup>2</sup>. Como a bomba de calor ASHP opera virtualmente independente do aporte de energia solar, o valor mínimo da FEF equivale a um sistema de aquecimento baseado somente na bomba de calor. Nos demais sistemas, quando a área de coletores é nula, o aquecedor auxiliar deve satisfazer toda a demanda, inclusive para o

sistema WSHP, no qual o aporte de energia solar é fonte de energia para a bomba de calor.

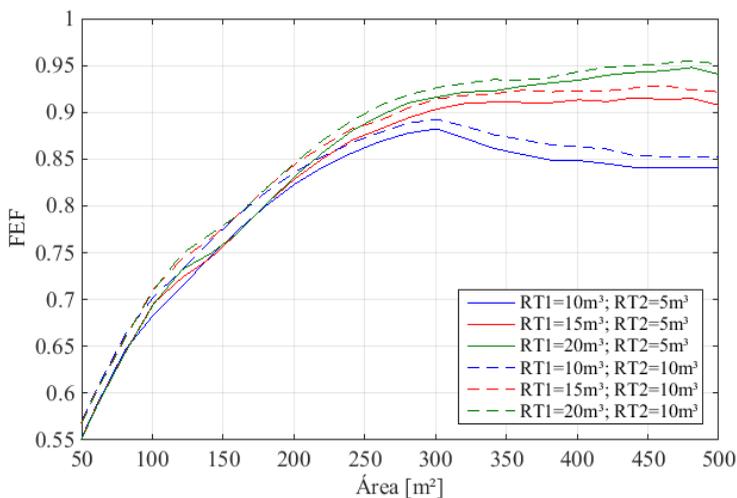


Figura 4.4- FEF do sistema ASHP com FE= 0,3, e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

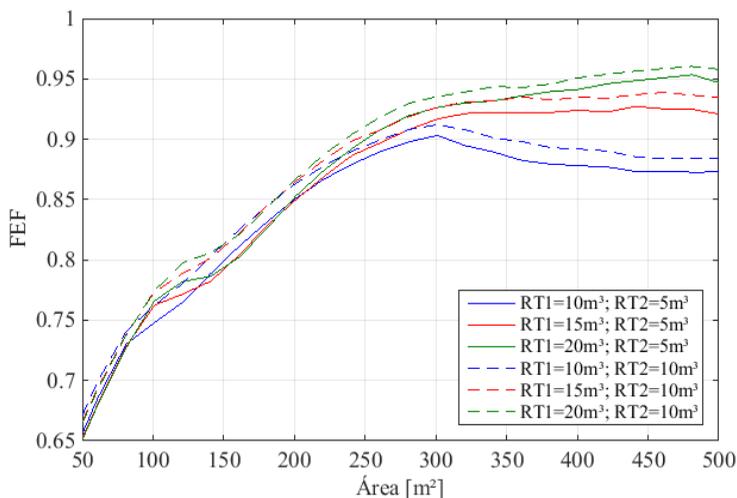


Figura 4.5- FEF do sistema ASHP com FE= 0,5, e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

Por fim, analisa-se o comportamento do sistema WSHP em relação à área de coletores e volume dos reservatórios. A Figura 4.6 apresenta os resultados para um fator de escala da bomba de calor igual à unidade, e a Figura 4.7 fornece os resultados para FE igual a 3. A variação do volume RT1 apresenta, mais uma vez, resultados semelhantes aos obtidos para os sistemas precedentes. Contudo, neste sistema, visto que a operação da bomba de calor depende do nível de temperaturas de ambos os reservatórios, para a bomba de calor de maior capacidade (Figura 4.7), o volume do RT2 mostrou ter um impacto ligeiramente maior no desempenho do sistema.

A influência da capacidade da bomba de calor pode ser observada ao se comparar as Figura 4.6 e Figura 4.7. Neste sistema, o aumento da capacidade da bomba de calor prejudica o desempenho do sistema. Considerando-se que a bomba de calor transfere energia do RT1 para o RT2, com conseqüente diminuição da temperatura do primeiro e aumento da temperatura do segundo, aumentando-se a capacidade da bomba de calor, uma maior parcela do volume do RT1 tem sua temperatura diminuída. A conseqüência é ao impedimento da ativação do circuito de *by-pass*, levando a uma fração de economia inferior, visto que a operação da bomba de calor consome energia da rede (mesmo que eficientemente), enquanto a conexão *by-pass* se vale inteiramente de energia solar.

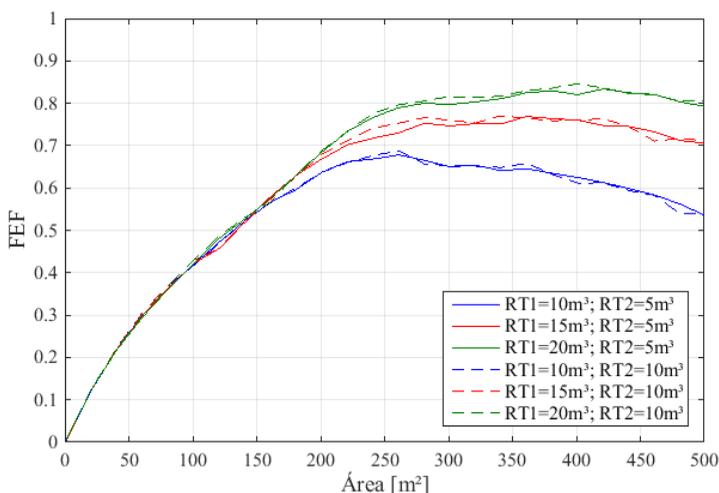


Figura 4.6- FEF do sistema WSHP com FE=1, e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

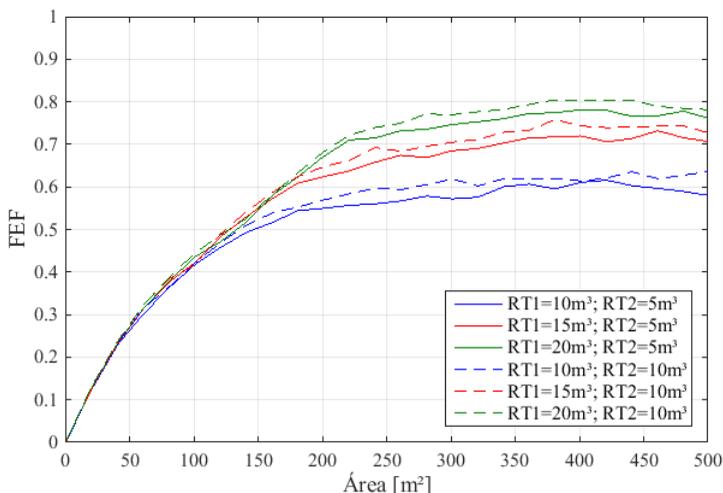


Figura 4.7- FEF do sistema WSHP com FE=3, e em função da área de coletores e do volume dos reservatórios térmicos.

#### 4.1.3 Comparação entre os sistemas

A análise da influência do volume dos reservatórios foi realizada para definir o dimensionamento dos reservatórios térmicos de um caso-base a ser utilizado doravante para a avaliação individual de cada sistema e a posterior comparação entre eles.

Dados os resultados até aqui apresentados, optou-se pela seleção de um volume de 15 m<sup>3</sup> para o RT1, visto que apresenta desempenho intermediário para todas as configurações. Para o RT2, arbitrou-se o valor de 5 m<sup>3</sup>, já que, em geral, tem pouco impacto no desempenho dos sistemas, além de completar em 20 m<sup>3</sup> o volume total de armazenamento, que é equivalente ao consumo total diário dos sistemas. Além disso, 20 m<sup>3</sup> correspondem ao volume de armazenamento estimado para uma temperatura de armazenamento de 50 °C.

A Figura 4.8 mostra as curvas de FEF em função da área para todos os sistemas analisados. Ressalta-se que apenas o sistema Convencional 1 possui volume variável. Os demais sistemas são baseados nos volumes declarados no parágrafo anterior. Diferentes comportamentos podem ser apontados nesta figura.

Começando pelo fato de que nenhum dos sistemas supera o desempenho do Convencional 1 para valores de área acima de aproximadamente 300 m<sup>2</sup>. Isto ocorre justamente pelo fato de este ser o único sistema em que o volume de armazenamento varia. Para os demais sis-

temas, a limitação do volume do reservatório conectado aos coletores solares implica na elevação do seu nível de temperatura conforme mais área é adicionada. Quando a temperatura da água que entra no coletor solar aumenta, sua eficiência diminui conforme a Figura 1.1. Assim, se o volume aumenta proporcionalmente à área de coletores, o desempenho dos coletores solares não é prejudicado. Ainda, nota-se que a FEF dos demais sistemas tende a um valor constante a partir de 200-300 m<sup>2</sup>, equivalente a 75-50 litros por metro quadrado. Este comportamento deve ser notado especialmente pela comparação entre os dois sistemas convencionais: até cerca de 200 m<sup>2</sup>, o sistema Convencional 2 se comporta de maneira bastante similar ao sistema Convencional 1, a partir daí passa a ter seu desempenho prejudicado pela limitação do volume.

A próxima observação está relacionada ao comportamento dos sistemas no intervalo de área de 50 a 300 m<sup>2</sup>. A fração de economia de energia proporcionada pelo sistema ASHP é notavelmente superior aos demais. Novamente, destaca-se o fato de que o limite inferior da FEF para este sistema equivale a um sistema operando apenas com a bomba de calor (ou com a área mínima de coletores solares suficiente para proporcionar temperaturas adequadas à operação da bomba de calor).

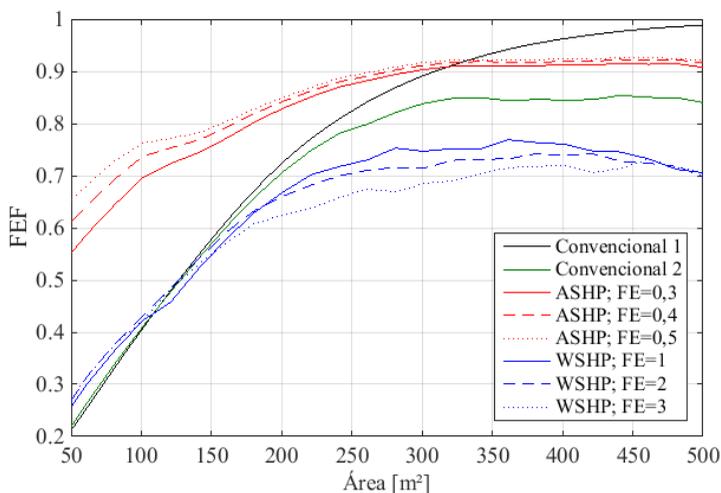


Figura 4.8- Comparação dos sistemas em termos de FEF em função da área de coletores solares.

A discussão anterior é igualmente fundamentada pelo comportamento das curvas de eficiência média dos coletores solares apresentadas na Figura 4.9, obtidas pela Eq. (3.42). Para todos os sistemas, a eficiência diminui com o aumento da área de coletores, em decorrência do aumento da temperatura do reservatório e, portanto, da temperatura da vazão de água entrando no coletor solar pelo maior aporte de energia. Contudo, a menor variação é verificada pelo sistema Convencional 1, seguido pelo sistema ASHP, e Convencional 2 e, por fim, pelo sistema WSHP, que apresenta a maior redução no intervalo considerado.

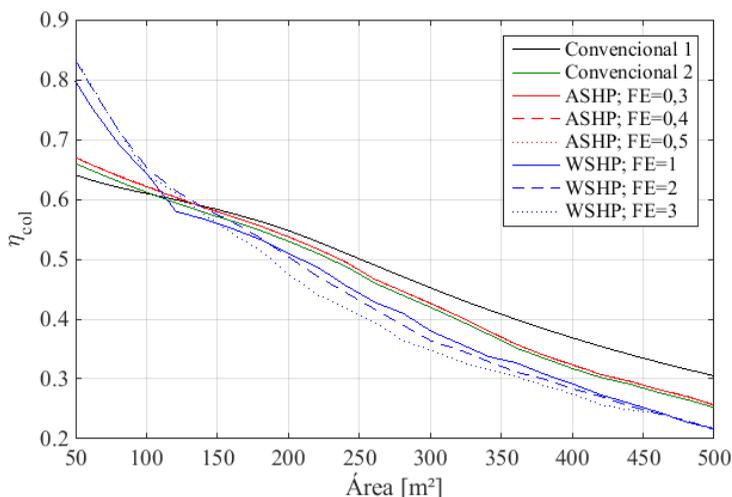


Figura 4.9- Comparação dos sistemas em termos da eficiência média do coletor solar em função da área de coletores.

De modo geral, o sistema WSHP apresenta o pior desempenho entre os sistemas analisados. Para o intervalo de área entre 50 e 100 m<sup>2</sup>, este sistema apresenta frações de economia de energia (FEF) superiores às dos sistemas convencionais. A explicação para este comportamento se encontra na análise das curvas de eficiência média do coletor solar, apresentadas na Figura 4.9.

Aqui, repete-se o objetivo de se empregar a bomba de calor conectada aos dois reservatórios: diminuir a temperatura do RT1, a fim de disponibilizar água a menores temperaturas na entrada ao coletor solar. Observando-se a Figura 4.9 no intervalo supracitado, verifica-se que, de fato, os coletores solares apresentam melhor desempenho no sistema WSHP na faixa de 50-100 m<sup>2</sup>. Entretanto, à medida que a área aumenta, o nível de temperatura do RT1 também aumenta, impedindo a operação

da bomba de calor, que é desativada com maior frequência, devido à ocorrência de temperaturas acima da faixa de operação especificada no catálogo do fabricante.

Por outro lado, o desempenho inferior apresentado pelo sistema WSHP no restante da faixa também pode ser justificado pela diminuição adicional da faixa de operação da bomba de calor para evitar o congelamento da água no evaporador. Ao se reduzir o limite inferior da temperatura de entrada da água no evaporador de  $-6$  para  $2$  °C, cerca de 30% da faixa total de operação da bomba de calor são anulados.

A Figura 4.10 e a Figura 4.11 apresentam, respectivamente, as curvas de demanda pelo aquecedor auxiliar (Eq. (3.38)) e pela bomba de calor (Eq. (3.40)) em função da área de coletores. Nota-se, novamente, no início da faixa de área de coletores, o efeito da maior eficiência do coletor solar no sistema WSHP.

Outra observação recorrente relaciona-se ao comportamento das curvas para valores de área acima de  $300$  m<sup>2</sup>, a partir de onde todos os sistemas têm seu desempenho prejudicado pela limitação do volume do RT1, com exceção do Convencional 1, no qual o volume de armazenamento aumenta com a área de coletores na proporção de 75 litros a cada metro quadrado adicional de coletor solar.

Comparando-se as duas figuras, nota-se também que a diminuição da demanda pelo aquecedor auxiliar no sistema ASHP é compensada pelo maior aproveitamento da bomba de calor. Ainda, a bomba de calor é mais utilizada no sistema ASHP do que no sistema WSHP, visto que no último a operação da bomba de calor é restringida tanto pelos limites das temperaturas de operação quanto para evitar o congelamento da água no evaporador.

Por fim, analisa-se a influência da capacidade da bomba de calor nos sistemas ASHP e WSHP na fração de demanda pela bomba de calor (Figura 4.11). Para o primeiro, o aumento da capacidade da bomba de calor leva a uma menor demanda por energia auxiliar e, em consequência, maior fração de energia proporcionada pelo sistema.

Já para o sistema WSHP, a tendência se inverte entre aproximadamente  $150$ - $200$  m<sup>2</sup> (vide FEF na Figura 4.8 e demanda pelo aquecedor auxiliar na Figura 4.10). O aumento da capacidade da bomba de calor causa resfriamento excessivo do RT1, o que impede a ativação do circuito de by-pass e, por conseguinte, eleva a demanda pelo aquecedor auxiliar. Neste caso, mesmo que a bomba de calor opere de maneira eficiente, ainda há consumo de energia elétrica, enquanto o by-pass é favorecido pelo uso integral de energia solar.

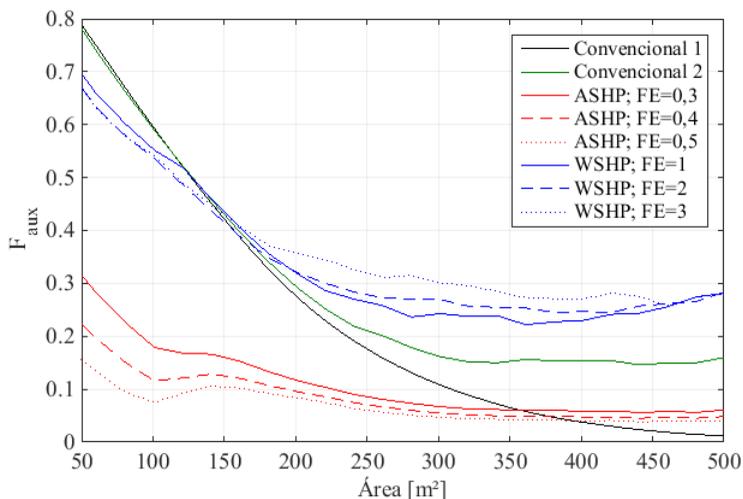


Figura 4.10- Comparação dos sistemas em termos de fração de demanda pelo aquecedor auxiliar em função da área de coletores solares.

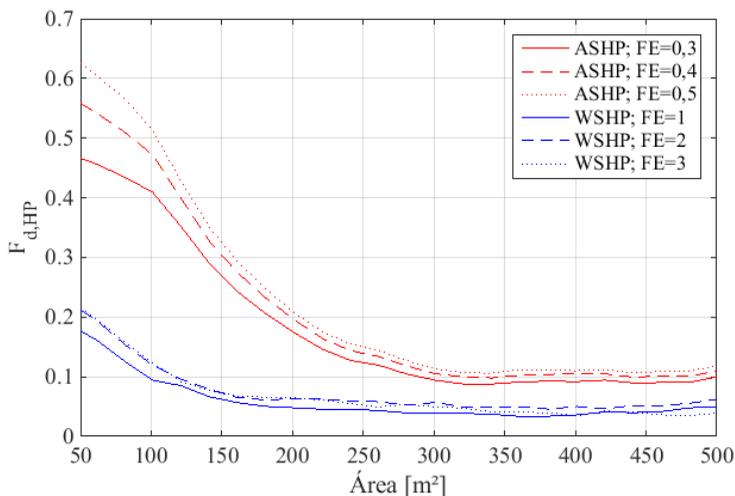


Figura 4.11- Comparação dos sistemas em termos de fração de demanda pela bomba de calor em função da área de coletores solares.

O próximo indicador de desempenho a ser analisado quantifica a eficiência energética do sistema como um todo e é definido pela Eq. (3.32). Para melhor visualização dos resultados, o fator de desempenho sazonal dos sistemas será apresentado separadamente para os intervalos de 50-300 m<sup>2</sup> e 300-500 m<sup>2</sup> na Figura 4.12 e na Figura 4.13, respectivamente.

Esta divisão foi realizada em uma tentativa de comparar os sistemas de maneira “justa”. A partir de 300 m<sup>2</sup>, o aporte de energia solar é tão substancial que os sistemas combinados passam a se comportar basicamente como sistemas solares convencionais. Além disso, o volume fixo dos demais sistemas limita seu desempenho, conforme explicado anteriormente. Assim, de certa forma, não parece justo compará-los em termos de eficiência energética global a partir desse valor.

Na faixa de 50-300 m<sup>2</sup> (Figura 4.12), a participação das bombas de calor é considerável e, neste contexto, verifica-se que o sistema ASHP possui desempenho global superior aos demais. Inclusive, superior a ambos os sistemas convencionais.

Já o desempenho do sistema WSHP é inferior aos demais. Além da questão da faixa de operação da bomba de calor WSHP, ressalta-se aqui que, neste sistema, a única fonte de energia não consumida da rede é a energia solar. Enquanto no sistema ASHP, duas parcelas são contabilizadas: a energia absorvida do ambiente pelo evaporador da bomba de calor e a energia solar absorvida pelos coletores.

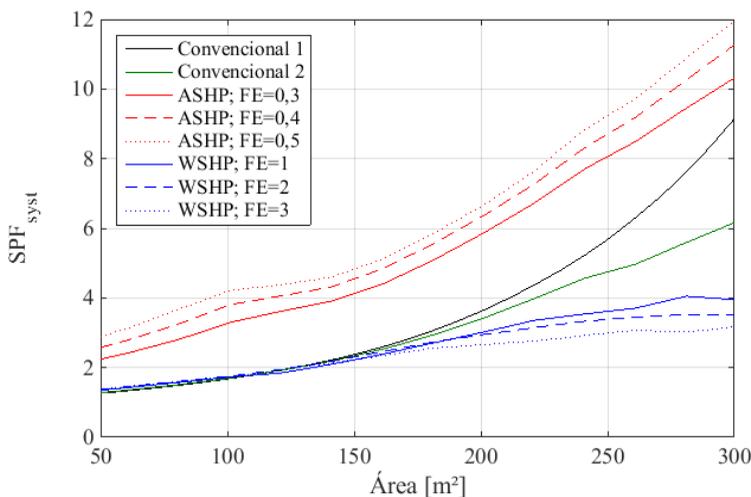


Figura 4.12- Comparação dos sistemas em termos do fator de desempenho sazonal (SPF<sub>sys</sub>) no intervalo de 50 a 300 m<sup>2</sup> de coletores solares.

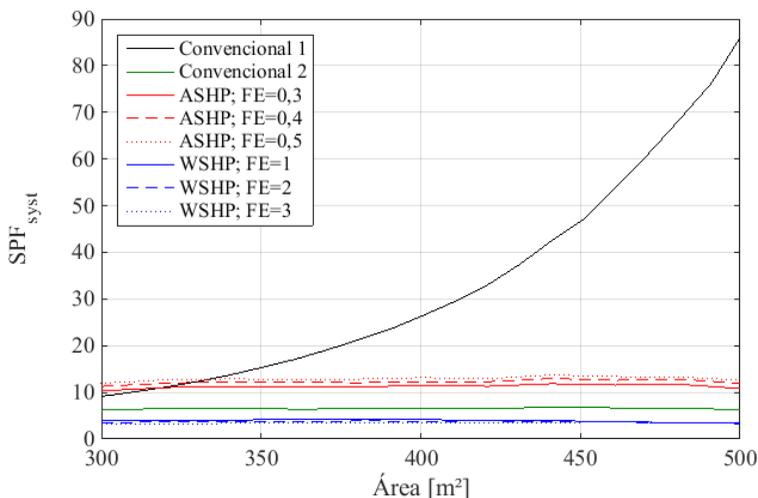


Figura 4.13- Comparação dos sistemas em termos do fator de desempenho sazonal ( $SPF_{sys}$ ) no intervalo de 300 a 500 m<sup>2</sup> de coletores solares.

A Figura 4.14 compara o desempenho das bombas de calor em cada sistema, em função da área de coletores e do fator de escala aplicado. O desempenho das bombas de calor varia ligeiramente entre 50 e 100 m<sup>2</sup>, no restante do intervalo o SPF permanece aproximadamente constante. Considerando-se uma bomba de calor com trocadores de calor de mesma capacidade e operando nas mesmas condições, a utilização de água como fluido na fonte quente proporciona trocas térmicas mais eficientes. Assim, como esperado, a bomba de calor WSHP apresenta desempenho superior em toda a faixa de área de coletores e para todos os fatores de escala analisados.

A última análise desta seção discute a influência da razão entre o volume do RT1 e a área de coletores solares na eficiência dos coletores solares. Para o sistema Convencional 1, esta razão é fixa e vale 75 litros/m<sup>2</sup>. Para os demais sistemas, os resultados são apresentados na Figura 4.15. Pode ser observado que a eficiência dos coletores aumenta de forma aproximadamente linear até cerca de 100 litros/m<sup>2</sup>, para todos os sistemas. Em seguida, para o sistema Convencional 2 e ASHP, o aumento se torna menos expressivo e tende a um valor constante. Observa-se, também, que a capacidade da bomba de calor não altera as curvas para o sistema ASHP, de modo que as curvas se sobrepõem. Este resultado é esperado, visto que a bomba de calor atua no RT2 e, portanto, opera independentemente do volume do RT2.

Já para o sistema WSHP, a eficiência do coletor solar continua a aumentar na medida em que a razão entre o volume do RT1 e a área aumenta, evidenciando, novamente, o impacto da bomba de calor na operação dos coletores solares.

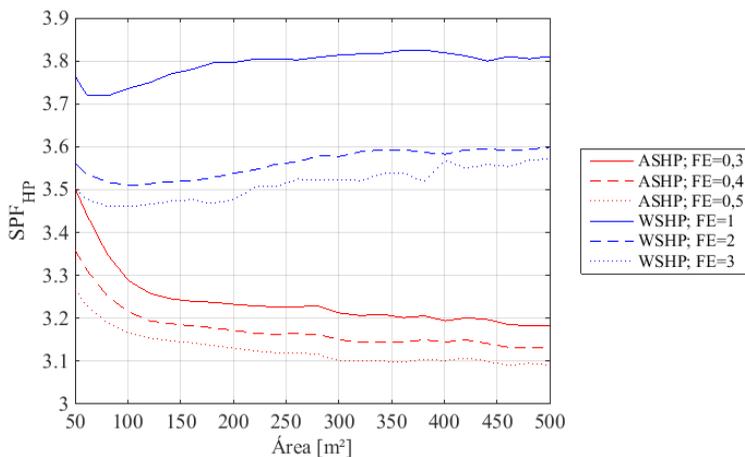


Figura 4.14- Fator de desempenho sazonal das bombas de calor ( $SPF_{HP}$ ).

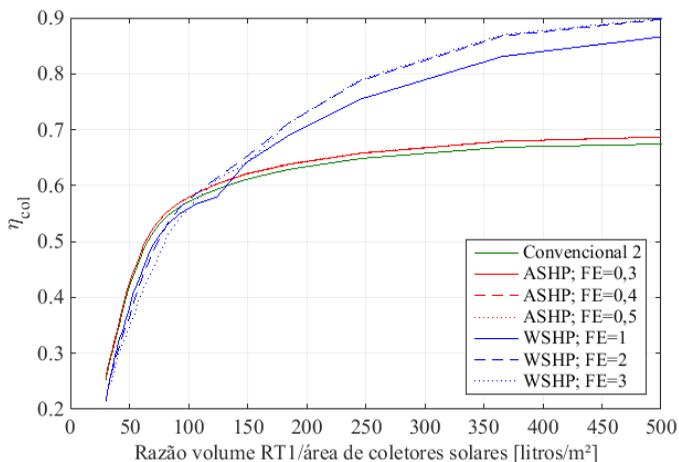


Figura 4.15- Curvas da eficiência dos coletores solares em função da razão entre o volume do RT1 ( $15 \text{ m}^3$ ) e a área de coletores.

## 4.2 Análise econômica

A análise econômica apresentada neste item é baseada nos resultados obtidos pela aplicação do método LCS aos sistemas em questão, utilizando a metodologia e os parâmetros econômicos apresentados no item 3.6.

A partir da Eq. (3.47), calculou-se o valor LCS para cada sistema, para os mesmos intervalos para área e o volume dos reservatórios apresentados na Tabela 4.1, e para os fatores de escala das bombas de calor apresentados na Tabela 4.3. Totalizando, assim: 01 caso para o sistema Convencional 1, visto que a variação do volume do reservatório é proporcional à variação da área de coletores; 35 casos para o sistema Convencional 2; 105 casos para o sistema ASHP; e, 105 casos para o sistema WSHP. Ressalta-se que para todos esses casos, ainda avaliou-se o valor LCS no intervalo de 50 a 500 m<sup>2</sup>, com incrementos de 20 m<sup>2</sup>.

Diante do volume de resultados obtidos, a Tabela 4.4 apresenta o dimensionamento de cada sistema apenas para o caso que retorna ao usuário o maior valor de LCS. O ganho líquido resultante também é apresentado. A Figura 4.16 apresenta as curvas de LCS em função da área de coletores para os casos mostrados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4- Resultados da análise econômica.

Sistema	Área [m <sup>2</sup> ]	RT1 [m <sup>3</sup> ]	RT2 [m <sup>3</sup> ]	FE	Capacidade equivalente [kW]	LCS [R\$]
Conv. 1	301	22,575	-	-	-	257.520,00
Conv. 2	301	15	5	-	-	229.630,00
ASHP	281	12,5	5	0,5	21,80	250.910,00
WSHP	261	20	5	1	9,08	179.770,00

Todos os sistemas são capazes de proporcionar ganhos líquidos positivos ao usuário. Considerando-se os intervalos estabelecidos para a variação da área de coletores, do volume dos reservatórios e da capacidade das bombas de calor, o sistema que oferece ao usuário o melhor custo-benefício é o Convencional 1, seguido pelo ASHP, Convencional 2 e WSHP.

Conforme tendência apontada anteriormente, na Figura 4.16, verifica-se o sistema ASHP proporciona o maior retorno econômico ao usuário no intervalo entre 50 e 250 m<sup>2</sup> de coletores solares. Assim, nos

casos em que a área para a instalação do campo de coletores é restrita, o sistema ASHP mostra-se a melhor opção.

Ressalta-se que os sistemas convencionais e WSHP necessitam de uma área mínima de coletores solares para que a economia de energia no decorrer do ciclo de vida supere o investimento inicial e passe a garantir ganhos econômicos ao usuário. Já o sistema ASHP, para o mesmo valor mínimo de 50 m<sup>2</sup>, é capaz de proporcionar ganho líquido a partir da operação apenas da bomba de calor.

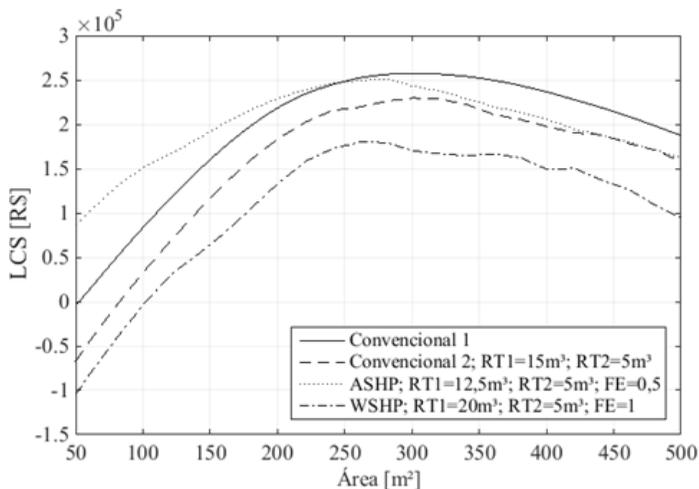


Figura 4.16- LCS em função da área de coletores para os casos que apresentaram maior ganho líquido.

Por fim, destaca-se que os resultados aqui obtidos são absolutamente dependentes dos parâmetros econômicos apresentados no item 3.6.2, bem como do dimensionamento adotado para os sistemas. Inclusive, no momento atual da economia brasileira, os sistemas combinados são penalizados pela maior tarifa de energia elétrica em relação ao kWh térmico resultante do uso do gás natural.

### 4.3 Análise de Monte Carlo

O método de Monte Carlo foi aplicado neste trabalho para analisar o impacto do padrão de consumo no desempenho econômico dos sistemas. A partir do perfil de consumo de água quente normalizado obtido por Salazar (2004) e utilizado em todas as análises anteriores,

atribuiu-se uma distribuição de probabilidade a cada valor horário de consumo.

Parâmetros de entrada que variam segundo uma distribuição normal, valores próximos ao valor médio (modal) possuem maior probabilidade de ocorrência do que os valores extremos. Assim, assumiu-se que todos os valores horários variam segundo uma distribuição normal com média igual ao valor horário do caso-base e desvio padrão proporcional a esse valor. Ao consumo total diário atribuiu-se igualmente uma distribuição normal de probabilidade.

A cada N simulação, valores para o consumo horário e o consumo total diário são selecionados aleatoriamente com base nas respectivas distribuições de probabilidade. Assim, o padrão de consumo varia completamente, ainda que condicionado às distribuições de probabilidade especificadas. Ressalta-se que o padrão de consumo assim obtido é considerado nas simulações o mesmo para todos os dias do ano.

Para diminuir a probabilidade de ocorrência de valores negativos, para o consumo total diário, adotou-se um desvio padrão de 4000 litros com valor médio mantido em 20000 litros. Já para os valores horários do perfil de consumo, assumiu-se uma distribuição normal centrada no valor do caso base com desvio padrão de 25% do valor do caso-base. Por exemplo, se o valor horário do caso base é 8 litros por hora, então o valor médio e o desvio padrão para este ponto do perfil de consumo serão iguais a 8 e 2 litros por hora, respectivamente. O padrão de consumo obtido é utilizado como dado de entrada para uma simulação em base anual, ou seja, o mesmo padrão é repetido todos os dias de um ano. Foram realizadas 500 simulações anuais para cada caso.

O método foi aplicado para os casos que retornam ao usuário o maior ganho líquido no decorrer do ciclo de vida, conforme determinado no item anterior. As Tabela 4.5 e Tabela 4.6 apresentam o resumo dos resultados obtidos. As Figura 4.17, Figura 4.18, Figura 4.19 e Figura 4.20 mostram a distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema Convencional 1, Convencional 2, ASHP e WSHP, respectivamente. Nestas figuras, a barra em preto aponta a faixa em que se encontra o valor LCS obtido para o caso-base.

Na Tabela 4.5, são informados o valor médio e o desvio padrão da distribuição normal resultante para o LCS. Calculou-se também o desvio do valor médio da distribuição obtida com relação ao valor LCS obtido para o caso-base (conforme Tabela 4.4). Com base nas distribuições cumulativas, determinou-se a probabilidade de o valor LCS estar abaixo do valor equivalente para o caso-base. A Tabela 4.6 apresenta esses resultados.

Tabela 4.5- Resultados obtidos a partir da aplicação do método de Monte Carlo.

Sistema	Área [m <sup>2</sup> ]	RT1 [m <sup>3</sup> ]	RT2 [m <sup>3</sup> ]	FE	Valor médio [R\$]	Desvio padrão	
						[R\$]	[%]
Conv. 1	301	22,575	-	-	249.390,00	56.640,00	23
Conv. 2	301	15	5	-	219.340,00	55.810,00	25
ASHP	281	12,5	5	0,5	201.430,00	40.737,00	20
WSHP	261	20	5	1	166.830,00	39.772,00	24

Tabela 4.6- Comparação com os resultados do caso-base.

Sistema	Desvio do valor médio com relação ao valor do caso-base	Probabilidade de o valor LCS estar abaixo do valor equiva- lente para o caso-base
Conv. 1	-3 %	51%
Conv. 2	-4 %	50%
ASHP	-20 %	94%
WSHP	-7 %	56%

Verifica-se que o desvio padrão da distribuição de valores de LCS resultante para todos os sistemas é da ordem de 20%. Além disso, todos os sistemas apresentam desvio negativo com relação ao valor LCS obtido para o caso-base. O maior desvio foi apresentado pelo sistema ASHP. Com exceção do sistema ASHP, os demais sistemas apresentam probabilidade entre 50-60% de o valor obtido ser inferior ao valor estimado para o caso-base. Para o sistema ASHP, a probabilidade é de 94%.

Os resultados aqui obtidos devem ser analisados considerando-se que os sistemas possuem dimensionamentos diferentes e foram escolhidos com base nos resultados econômicos. O sistema ASHP é o sistema com menor volume total de armazenamento, o que pode ter influenciado sua capacidade de lidar com variações no padrão de consumo, especialmente variações do volume total diário. Assim, uma última rodada de simulações foi efetuada para o sistema ASHP com o seguinte dimensionamento: RT1 de 15 m<sup>3</sup>; RT2 de 5 m<sup>3</sup>; área de coletores de 281 m<sup>2</sup>; e, FE=0,5. Em relação ao dimensionamento resultante da análise econômica, apenas o volume do RT1 foi alterado. Agora, o sistema ASHP analisado tem volume de armazenamento comparável aos sistemas convencionais 1 e 2. Para este caso, o desvio do valor médio com relação ao valor do caso-base diminuiu de -20 para -7%, e a probabilidade de o valor

LCS estar abaixo do valor equivalente para o caso base baixou de 94 para 56%.

Os dois novos valores são comparáveis aos obtidos para os demais sistemas, corroborando a possível relação do volume de armazenamento com a capacidade do sistema em absorver variações no padrão de consumo. No entanto, recomenda-se que diferentes análises sejam realizadas para avaliar sistemas de mesmo “porte”. Variando-se individualmente cada parâmetro, será possível determinar qual seu efeito na distribuição de probabilidade resultante.

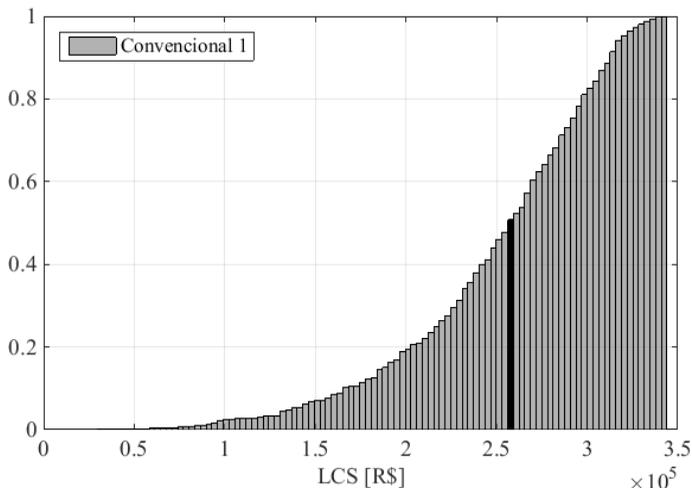


Figura 4.17- Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema Convencional 1.

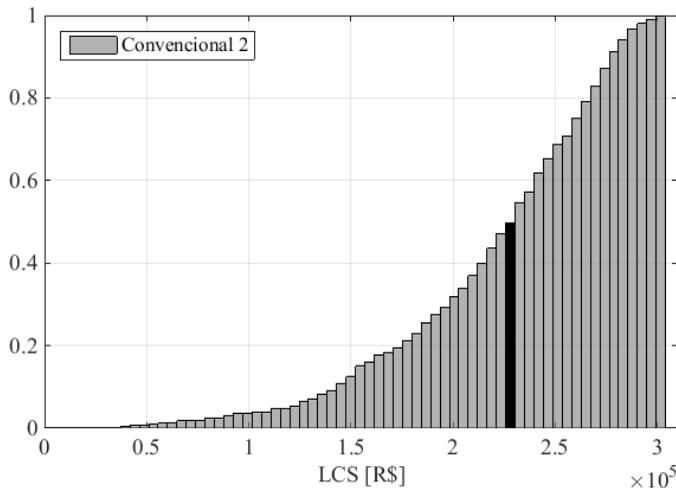


Figura 4.18- Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema Conventional 2.

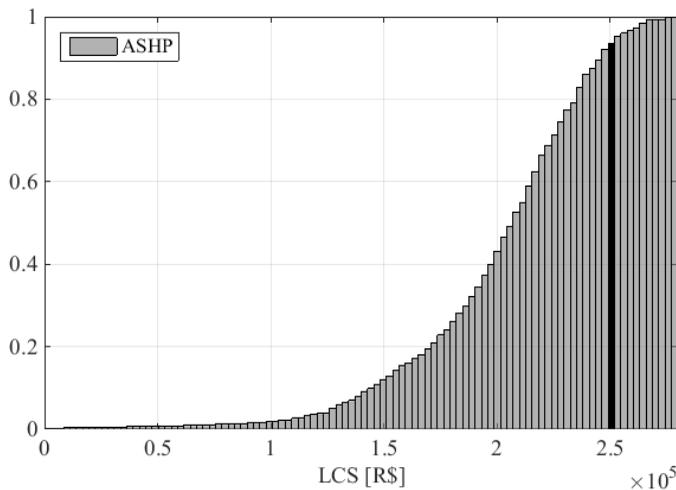


Figura 4.19- Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema ASHP.

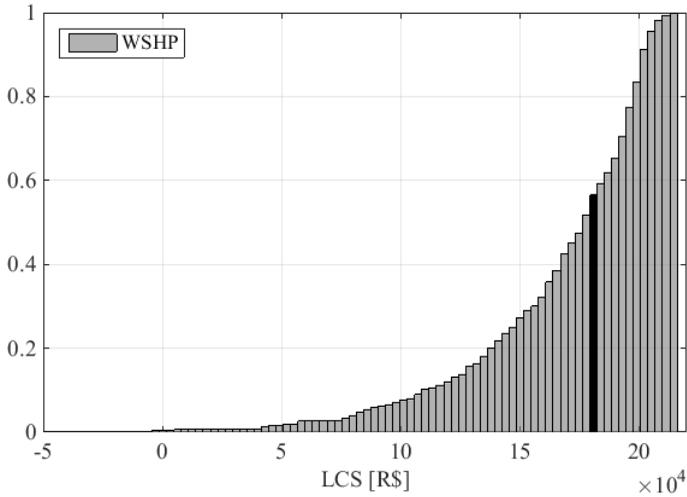


Figura 4.20- Distribuição cumulativa dos valores de LCS para o sistema WSHP.



## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

Neste trabalho foi analisada a viabilidade técnico-econômica de diferentes sistemas para aquecimento de água em larga escala, combinando-se o uso de energia solar térmica e bombas de calor.

A introdução de uma bomba de calor em um sistema solar convencional apresenta diferentes efeitos conforme a configuração adotada. Entre eles, destaca-se a possibilidade de redução do consumo de energia auxiliar, visto que bombas de calor utilizam a energia elétrica de forma mais eficiente; e, o aumento da eficiência e do período de operação dos coletores solares, dependendo do posicionamento da bomba de calor em relação aos coletores solares.

Explorando estas duas possibilidades, dois sistemas distintos são propostos: (1) sistema solar com dois reservatórios conectados em série e uma bomba de calor ar-água atuando como fonte de energia auxiliar; e, (2) sistema solar com dois reservatórios conectados por uma bomba de calor água-água e por uma conexão alternativa (*by-pass*). Como configurações de referência, além do sistema solar convencional com um único reservatório térmico, foi analisado também um sistema com dois reservatórios: o primeiro conectado ao circuito do coletor solar e o segundo ao aquecedor auxiliar.

A metodologia utilizada consistiu da modelagem dos sistemas em *software* dedicado a simulações transientes, seguida pela avaliação do comportamento térmico dos sistemas através de análises paramétricas, variando-se a área de coletores, o volume dos reservatórios e a capacidade da bomba de calor. A análise econômica foi realizada com base método  $P_1$ - $P_2$  e, para a propagação de incertezas no modelo, adotou-se o método de Monte Carlo.

Os sistemas foram modelados no *software* TRNSYS e seu desempenho avaliado em base anual, empregando-se dados climatológicos em formato TMY para a localização de Florianópolis-SC. Dados de catálogo fornecidos por fabricantes foram utilizados para determinar o desempenho dos coletores solares e das bombas de calor. Em termos práticos, considerou-se a necessidade do emprego de um sistema de recirculação e mecanismos para evitar a proliferação da bactéria *Legionella*.

Em termos de desempenho térmico, representado especialmente pela fração de economia de energia e de eficiência energética global, o

sistema ASHP apresentou desempenho superior aos demais na faixa de 50 a 300 m<sup>2</sup> de coletores solares.

Considerando-se apenas os sistemas convencionais, com um e dois reservatórios, o primeiro apresentou melhor desempenho térmico, com maior aproveitamento da energia solar e menor consumo de energia auxiliar. Os resultados de desempenho do sistema Convencional 1 mostram que não há necessidade de inclusão de um segundo reservatório de consumo no sistema solar convencional.

Para o sistema WSHP, verificou-se que é possível, de fato, aumentar a eficiência dos coletores solares. Contudo, seu desempenho global foi prejudicado pela limitação das faixas de temperatura de operação da bomba de calor. A fim de tornar este sistema mais atrativo economicamente, é possível substituir os coletores metálicos utilizados neste trabalho por coletores poliméricos. Inclusive, a faixa de temperatura da fonte quente fornecida para a bomba de calor utilizada é favorecida por temperaturas até 25 °C, de modo que os coletores metálicos podem não ser necessariamente a melhor opção neste caso.

Coletores poliméricos, por sua vez, são mais simples e baratos que os coletores metálicos. Além disso, por possuir maior coeficiente de perdas térmicas, coletores poliméricos proporcionam menor aporte de energia solar útil, o que, neste caso, pode ser benéfico, visto que a bomba de calor operaria a temperaturas mais baixas e próximas ao limite superior da sua faixa de operação, melhorando seu desempenho. Consolida-se, desta maneira, como sugestão para trabalhos futuros a análise do comportamento deste sistema em condições de elevado consumo, utilizando a metodologia proposta neste trabalho.

A análise econômica realizada mostra que todos os sistemas propostos são capazes de proporcionar ganhos líquidos positivos ao usuário no decorrer do ciclo de vida. Para os intervalos considerados para a variação da área de coletores, do volume dos reservatórios e da capacidade das bombas de calor, o sistema que oferece ao usuário o melhor custo-benefício é o Convencional 1. Com pequena diferença em relação ao primeiro, o sistema ASHP apresenta o segundo melhor resultado econômico, seguido pelos sistemas Convencional 2 e WSHP.

Por outro lado, considerando-se apenas o intervalo entre 50 e 250 m<sup>2</sup> de coletores solares, o sistema ASHP proporciona o maior retorno econômico ao usuário em toda a faixa supracitada. A partir de 250-300 m<sup>2</sup>, é possível afirmar que os sistemas combinados passam a se comportar como sistemas solares convencionais, visto que as parcelas de demanda pela bomba de calor e pelo aquecedor auxiliar diminuem consideravelmente e tendem a valores aproximadamente constantes.

Considerando apenas esta faixa, conclui-se, portanto, que o sistema ASHP é o sistema que apresenta os melhores resultados em termos de desempenho tanto térmico quanto econômico, inclusive em detrimento do sistema Convencional 1. Ainda, nos casos em que a área para a instalação do campo de coletores é restrita, o sistema ASHP se apresenta como a melhor opção.

A propagação de incertezas no padrão de consumo mostrou ter grande influência nos indicadores econômicos do sistema. Além disso, constatou-se que o dimensionamento em termos de volume de armazenamento pode ser crucial para que o sistema consiga absorver essas variações. Contudo, análises adicionais são necessárias para melhor entender a influência do dimensionamento dos sistemas na sua capacidade de lidar com variações no padrão de consumo.

Destaca-se que os resultados econômicos aqui obtidos são absolutamente dependentes dos parâmetros econômicos apresentados no item 3.6.2, bem como das faixas de dimensionamento adotadas. Por exemplo, ao se limitar a faixa da variação da área de coletores em 250 m<sup>2</sup>, o sistema ASHP apresenta os melhores resultados. Por outro lado, valores acima de 250 m<sup>2</sup> indicam o sistema Convencional 1 como o sistema mais viável economicamente. Além disso, no momento atual da economia brasileira, os sistemas combinados são penalizados pela maior tarifa de energia elétrica em relação ao kWh térmico resultante do uso do gás natural. Ainda assim, o sistema ASHP mostra desempenho superior aos demais.

Desta forma, considera-se que este trabalho deve ser analisado sob a perspectiva da metodologia proposta e que os resultados numéricos obtidos devem ser observados como o produto de um cenário econômico em particular.

Por fim, acredita-se que apenas uma política energética consistente será capaz de impulsionar o uso de energia solar no Brasil. A exemplo do que é feito em países líderes no uso de energias renováveis, propõe-se a adoção de tarifas de energia elétrica mais elevadas em horários de pico de consumo, de normas rígidas para avaliação do desempenho energético e de índices de sustentabilidade de edificações, além da promoção de incentivos fiscais específicos.

## **5.2 Sugestões para trabalhos futuros**

Nesta seção serão indicadas as perspectivas de continuidade do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros, conforme as oportunidades evidenciadas no decorrer do trabalho.

Embora este estudo tenha por finalidade investigar o desempenho de sistemas para uma localização geográfica em particular, esta condição não é definitiva. As plataformas de simulação construídas permitem a alteração dos parâmetros de entrada e das especificações técnicas dos equipamentos de forma flexível e eficiente. Assim, ao alterar os dados de entrada, é possível estender as análises para diferentes localidades do país.

Apesar de o sistema Convencional 1 ter apresentado melhor retorno econômico para as faixas de dimensionamento analisadas e parâmetros econômicos adotados, diferentes cenários de inflação e de valores de tarifa da energia elétrica, bem como o fornecimento de subsídios deve ser igualmente avaliados. Como mencionado, atualmente a alta tarifa da energia elétrica prejudica os sistemas combinados que visam justamente à redução do consumo de energia auxiliar (gás natural). Assim, uma análise interessante seria a avaliação dos sistemas em diferentes cenários de tarifação de energia elétrica e auxiliar, principalmente no que diz respeito aos resultados econômicos do sistema WSHP, visto que o sistema ASHP já se mostra vantajoso.

Considerando-se que os custos de maior impacto são o custo de energia auxiliar, o custo de coletores por unidade de área e o custo unitário da bomba de calor, deve ser realizada também uma análise de sensibilidade do ganho líquido em relação à variação destes parâmetros.

Para o sistema WSHP, sugere-se, também, que seja utilizada uma mistura de etileno glicol e água no circuito da fonte quente da bomba de calor, permitindo que toda a faixa de temperatura seja explorada. Duas alternativas são factíveis: a utilização da mistura no próprio reservatório, como utilizado por Sterling (2011), neste caso, deve-se utilizar um trocador de calor ao invés da conexão *by-pass*; ou, a inclusão de dois trocadores de calor isolando os circuitos do coletor solar e do condensador da bomba de calor, mantendo o *by-pass* entre os reservatórios térmicos. Ainda, para este mesmo sistema, também se recomenda utilizar coletores solares poliméricos.

Com relação à modelagem dos sistemas, recomenda-se que seja incluída a modelagem detalhada do sistema de recirculação, bem como das tubulações intermediárias do sistema, contabilizando perdas de carga e de calor. Com relação às bombas de calor, a fim de permitir que os equipamentos sem restrição de temperaturas, sugere-se realizar manualmente a extrapolação dos dados de catálogo e depois importá-los nas simulações. Assim, é possível estimar o desempenho do sistema supondo que as bombas de calor sejam capazes de trabalhar em faixas extensas de temperatura de entrada. Este procedimento deve ter maior impac-

to no sistema WSHP, visto que é o sistema onde a faixa de temperatura é ainda mais restrita para evitar congelamento da água no evaporador.

A rotina elaborada para a aplicação do método de Monte Carlo também permite análises adicionais. Como já foi comentado, é preciso compreender qual é o impacto do dimensionamento sistemas na capacidade dos sistemas em amortecer as variações do perfil de consumo. É possível que os sistemas combinados consigam absorver as variações no padrão de consumo de forma eficiente que os sistemas convencionais, por valerem-se do coeficiente de desempenho da bomba de calor. Para testar esta hipótese, é preciso estabelecer um critério para determinação do dimensionamento dos sistemas. Neste trabalho, utilizou-se os resultados obtidos da análise econômica, que talvez não seja o mais adequado. Pode-se, por exemplo, comparar o desempenho de sistemas com mesmo volume total de armazenamento e área de coletores. Por outro lado, os sistemas combinados aqui propostos possuem configurações e comportamentos totalmente diferentes, tornando difícil a escolha da capacidade da bomba de calor adequada para comparação entre eles.

Neste trabalho, 500 simulações anuais foram realizadas para cada sistema, cada uma com um padrão de consumo diferente. Ou seja, o padrão de consumo variou de uma simulação para outra, mas manteve-se o mesmo para todos os dias da simulação anual. No entanto, com algumas modificações da rotina elaborada, também é possível alterar o padrão de consumo dia a dia, contabilizando o total de 500 por 365 padrões diferentes.

A flexibilidade das plataformas de simulação, bem como da rotina desenvolvida em MATLAB permitem, portanto, diversas modificações que poderão ser testadas em trabalhos futuros.



## REFERÊNCIAS

AHMAD, M. W.; EFTEKHARI, M.; STEFFEN, T.; DANJUMA, A. M. **Investigating the performance of a combined solar system with heat pump for houses.** Energy and Buildings, v. 63, p. 138-149, 2013.

ASHRAE. **Standard 93-2003: Methods of testing to determine the performance of solar collectors.** ASHRAE. Atlanta, 2003.

BANISTER, C.J.; COLLINS, M.R. **Development and performance of a dual tank solar-assisted heat pump system.** Applied Energy, v. 149, p. 125-132, 2015.

BECKER, B. R.; STOGSDILL, K. E. **Development of hot water use data base.** ASHRAE Transactions, v. 96, Part II, p. 422- 427, 1990.

BRANDEMUEHL, M. J.; BECKMAN, W. A. **Economic Evaluation and Optimization of Solar Heating Systems.** Solar Energy, v. 23, p. 1, 1979.

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

CARDEMIL, J. M.; COLLE, S. **A base de dados SWERA como suporte para análises técnico-econômicas de plantas termo-solares.** III Congresso Brasileiro de Energia Solar. Belém-PA, Brasil, 2010.

CHATURVEDI, S.K.; CHEN, D.T.; KHEIREDDNE, A. **Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump.** Energy Conversion and Management, v. 39, p. 181-191, 1998.

CHU, J.; CRUICKSHANK, C. A. **Solar-Assisted Heat Pump Systems: A Review of Existing Studies and Their Applicability to the Canadian Residential Sector.** Journal of Solar Energy Engineering, v.136, n.4, p. 041013, 2014.

CHYNG, J.P.; LEE, C.P.; HUANG, B.J. **Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater.** Solar Energy, v. 74, p.33-44, 2003.

COMGAS; ABRINSTAL. **Sistemas de Aquecimento de Água para Edifícios através da associação Energia Solar e Gás Natural - Manual Técnico para Projeto e Construção de Sistemas de Aquecimento Solar & Gás Natural,** 2011.

**DENG S. Energy and water uses and their performance explanatory indicators in hotels in Hong Kong.** Energy and Buildings, v. 35, p. 775-784, 2003.

**DENNIS, P.J.; GREEN, D.; JONES, B.P. A note on the temperature tolerance of Legionella.** Journal of Applied Bacteriology, v. 56, p. 349–350, 1984.

**DENNIS, P.J. Legionnaires' disease — preventative maintenance.** Journal of the Institute of Hospital Engineering, v. 42, p.14–15, 1988.

**DEOREO, W.B.; MAYER, P.W.; LEWIS; D. Seattle home water conservation study: the impacts of high efficiency plumbing fixture retrofits in single-family homes.** Seattle Public Utilities and US EPA, 2000.

**DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. Solar Engineering of Thermal Processes.** 3ª ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.

**EPE. Balanço Energético Nacional 2013: Ano base 2012** / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro: EPE, 2013.

**EPE. Balanço Energético Nacional 2014: Ano base 2013** / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro: EPE, 2013.

**EPE. Balanço Energético Nacional 2015: Ano base 2014** / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro: EPE, 2015.

**EPE. Relatório Síntese do Balanço Energético Nacional 2016: Ano base 2015** / Empresa de Pesquisa Energética. – Rio de Janeiro: EPE, 2016.

**FBHA. Programa de eficiência energética da FBHA prevê redução de 30% dos custos com energia, água e gás.** Portal Online, Setembro, 2013.

**FREEMAN, T. L.; MITCHELL, J. W.; AUDIT, T. E. Performance of combined solar-heat pump systems.** Solar Energy, v. 22, p. 125-135, 1979.

**GEORGE, D.; PEARRE, N.S.; SWAN, L.G. High resolution measured domestic hot water consumption of Canadian homes.** Energy and Buildings, v. 109, p. 304–315, 2015.

**GUTIERREZ, H. R. V. Otimização termoeconômica de ciclos de refrigeração termo-movidos assistidos por energia solar, utilizando**

**o método f-phi chart.** Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

HALASZ, J. Z. **Avaliação experimental do desempenho de bombas de calor.** Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, 1984.

HEPBASLI, A. KALINCI, Y. **A review of heat pump water heating systems.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 13, p. 1211–1229, 2009.

HUANG, B.J.; LEE, J.P., CHYNG, J.P. **Heat-pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater.** *Solar Energy*, v.78, p. 375–81, 2005.

HUNN, B.D.; TURK, W.V.; WRAY, W.O. **Validation of passive solar analysis/design tool using class A performance evaluation data.** *Progress in Passive Solar Energy Systems*, American Solar Energy Society, p. 177-182, 1981.

IAE. **Solar Heating Systems for Houses – A design handbook for solar combisystems.** Solar Heating and Cooling Executive Committee of International Energy Agency. Londres: James&James (Science publishers), 2003.

IAE. **Solar Heat Worldwide - Markets and Contribution to the Energy Supply,** 2015.

ILHA, M.S. de O.; GONCALVES, O.M.; KAVASSAKI, Y. **Sistemas prediais de água quente.** EPUSP, 1994.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** Grupo Gen-LTC, 2008.

ISLAM, M.R.; SUMATHY, K.; KHAN, S.U. Solar water heating systems and their market trends. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 17, p. 1-25, 2013.

JUDKOFF, R.; WORTMAN, D., O'DOHERTY, B., BURCH, J. **A methodology for validating buildings energy analysis simulations.** Draft report TR-254-1508, Solar Energy Research Institute, Golden, CO, 204 p., 1983.

KARA, O.; ULGEN, K.; HEPBASLI, A; **Exergetic assessment of direct-expansion solar assisted heat pump systems: review and modeling.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 12, p. 1383–401, 2008.

KLEIN, S.; ALVARADO, F. **TRNSYS: A transient systems simulation program**. [S.l.]: Madison, Winsconsin: Solar Energy Laboratory, 2010.

KUANG, Y.H.; SUMATHY, K.; WANG, R.Z. **Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system**. International Journal of Energy Research, v. 27, p. 531-48, 2003.

KUMAR S., REDDY T.A., P. BONNIX. **Hot water usage of a large hotel in Southeast Asia**. ASHRAE Transactions, v.93, p.826-831, 1987.

LAFAY, J. M. S. **Análise energética de sistemas de aquecimento de água com energia solar e gás**. Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005.

LUGARIC, L.; SKRLEC, D.; KRAJCAR, S. **Household Solar Water Heating System Investment Modelling and Risk Analysis**. The International Conference on “Computer as a Tool”. IEEE, p. 841-848, 2007.

MADER, R.; GORNI, M.; CUNTO, K.; FERRONI, L. **Hotelaria em números – Brasil 2013**. Disponível em: [www.joneslanglasalle.com.br/PressReleaseDocs/Hotelaria\\_em\\_numeros\\_2013.pdf](http://www.joneslanglasalle.com.br/PressReleaseDocs/Hotelaria_em_numeros_2013.pdf)

MALENKOVIĆ, I. **Definition of performance figures for solar and heat pump systems**. Austrian Institute of Technology, Technical Report, v.5, n.3, 2012.

MANEA, T. F. **Desenvolvimento de uma bancada para ensaios de coletores solares de tubos de vidro a vácuo**. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

MEYER, J. P.; TSHIMANKINDA, M. **Domestic hot water consumption in South African townhouses**. Energy Conversion Management, v. 39, n.7, p. 679-684, 1998.

MÜLLER-STEINHAGEN, H., **Test report – Thermal performance of solar collector**, Acc. To EN12975 – 2. 2001, n. 02COL273, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik – Universität Stuttgart, Alemanha, 2002.

PAPAKOSTASN, K. T.; PAPAGEORGIOUB, N. E.; SOTIROPOULOS, B. A. **Residential hot water use patterns in Greece**. Solar Energy, v. 54, n. 6, p. 369-374, 1995.

PARANAS, G., MATHIOULAKIS E.; BELESSIOTIS, V. **Investigation of the performance of a combined solar thermal heat pump hot water system.** Solar Energy, p. 169-182, 2013.

PASSOS, L. A. A. **Um estudo sobre os impactos técnicos e econômicos da agregação do aquecimento solar de água nos domicílios brasileiros.** Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

PEARLMAN, M.; MILLS, B. E. **Development of residential hot water use patterns.** ASHRAE Transactions, v. 91, Part 2A, p. 657-679, 1985.

PEREIRA, E., MARTINS F., ABREU, S., RUTHER, R. **Atlas brasileiro de energia solar.** São José dos Campos: Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2006.

PEREIRA, E.J. da S.; PINHO, J.T.; GALHARDO, M.A.B.; MACEDO, W.N. **Methodology of risk analysis by Monte Carlo Method applied to power generation with renewable energy.** Renewable Energy, v. 69, p. 347–355, 2014.

POZZEBON, F. B. **Aperfeiçoamento de um Programa de Simulação Computacional para Análise de Sistemas Térmicos de Aquecimento de Água por Energia Solar.** Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 1988.

ELETROBRAS. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso, ano base 2005: classe Residencial Relatório Brasil - Sumário Executivo.** Rio de Janeiro: ELETROBRAS; PROCEL, 2009. 187 p. (Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil).

ELETROBRAS. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso. Classe comercial alta tensão. Relatório setorial: hotéis/motéis.** Rio de Janeiro: ELETROBRAS; PROCEL, 2009. (Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil).

RANKIN R., ROUSSEAU, P.G. **Sanitary hot water consumption patterns in commercial and industrial sectors in South Africa: Impact on heating system design.** Energy Conservation and Management, v. 47, p. 687-701, 2006.

REVISTA HOTÉIS. **A hora e vez da energia solar nos hotéis.** {online} Disponível em <http://www.revistahoteis.com.br/materias/7->

Especial/74-A-hora-e-vez-da-energia-solar-nos-hoteis. Acessado em 7 de Julho de 2013.

ROSA, F. N. **Aplicabilidade de coletores solares com tubo evacuado no Brasil**. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2012.

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**. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

SCARPA, F.; TAGLIAFICO, L. A.; TAGLIAFICO G. **Integrated solar-assisted heat pumps for water heating coupled to gas burners; control criteria for dynamics operation**. Applied Thermal Engineering, v. 31, p. 59-68, 2011.

STARKE, A. R. **Simulação de sistemas de aquecimento para piscinas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Trabalho de curso – Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

STARKE, A. R. **Uma análise de sistemas de aquecimento de piscinas domésticas através de bombas de calor assistidas por energia solar**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

STERLING, S. J. **Feasibility analysis of two indirect heat pump assisted solar domestic hot water systems**. Thesis (Master of Applied Science), Canadá, 2011.

STERLING, S. J.; COLLINS, M. R. **Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted domestic hot water system**. Applied Energy, v. 93, p. 11-17, 2012.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

SWANB, L. G.; EVARTSA, J. C. **Domestic hot water consumption estimates for solar thermal system sizing**. Energy and Buildings, v. 58, p. 58–65, 2013.

TAPIA, G. I. M. **Otimização termoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão por ejetor auxiliado com energia solar**. Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 1997.

VAN DER KOOIJ, D.; VEENENDAAL, H.R.; SCHEFFER, W.J.H. **Biofilm formation and multiplication of Legionella in a model warm water system with pipes of copper, stainless steel and cross-linked polyethylene.** Water Research, v. 39, p. 2789–2798, 2005.

WENDEL, M. **Metodologia para simulação transiente de uma pequena central heliotérmica.** Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. **Legionella and the prevention of legionellosis.** WHO Library Cataloguing-in-Publication Data, 2007.

YANG, X.; LI, H.; SVENDSEN, S. **Review of Various Solutions for avoiding critical levels of Legionella Bacteria in Domestic Hot Water System.** Proceedings of the 8th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems, 2013.

YANG, X. **Supply of domestic hot Water at comfortable temperatures by low-temperature district heating without risk of Legionella.** Tese (Doutorado) – Technical University of Denmark, 2016.

## APÊNDICE A

Esta seção tem por objetivo complementar o item 2.3.2. A Tabela A.1 apresenta as características dos principais métodos térmicos e físicos para controle da *Legionella* em sistemas de aquecimento de água. Em seguida, A Tabela A.2 apresenta, separadamente, um resumo das características dos principais métodos químicos para controle da concentração da bactéria *Legionella* em sistemas de aquecimento de água.

Tabela A.1– Resumo dos principais métodos térmicos e físicos para controle da concentração da bactéria *Legionella* em sistemas de aquecimento de água (S: sistemático; L: localizada).

Classificação	Vantagens	Desvantagens
Tratamentos térmicos		
Super-aquecimento seguido de descarga	S Efeito imediato Operação simples	Necessidade de monitoramento detalhado Curto efeito Queimaduras nos usuários Danos térmicos à tubulação Consumo de energia
Tratamentos físicos		
Membranas (filtro)	L Ação de prevenção	Vida útil da membrana (mensal) Deve ser aplicado em todos os pontos de consumo para evitar contaminação retrógrada/inversa

Tabela A.2– Resumo dos principais métodos químicos para controle da concentração da bactéria *Legionella* em sistemas de aquecimento de água (S: sistemático; L: localizada).

<b>Classificação</b>	<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
Ionização	L	Efeito em longo prazo
	L	Proteção residual Baixa possibilidade de recontaminação (elimina a bactéria)
Cloro	S	Proteção residual
	S	Mais eficiente que o cloro
Dióxido de cloro	S	Inodoro
	S	Alta eficiência
Ozônio	L	Efeito imediato
	L	Ausência de resíduos na água
Fotocatálise	L	Alta efetividade
	L	Ausência de resíduos na água
Radiação ultravioleta	L	Efeito imediato
	L	Ausência de resíduos na água
		Fácil instalação

