

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE COMPARATIVA DE UM SISTEMA PASSIVO COM UM SISTEMA ATIVO  
DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR MEIO DE UM COLETOR SOLAR DE TUBOS DE  
VIDRO A VÁCUO

por

Juan Diego Naranjo Toro

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2015

ANÁLISE COMPARATIVA DE UM SISTEMA PASSIVO COM UM SISTEMA ATIVO  
DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR MEIO DE UM COLETOR SOLAR DE TUBOS DE  
VIDRO A VÁCUO

por

Juan Diego Naranjo Toro  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da  
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos  
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Arno Krenzinger

Aprovada por:

Prof. Dr<sup>a</sup>. Rejane De César Oliveski: PPG em Eng. Mecânica / UNISINOS

Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan: PPG em Eng. Mecânica / UNISINOS

Prof. Dr<sup>a</sup>. Adriane Prisco Petry: PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 18 de março de 2015

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), ao seu Programa de Pós-graduação (PROMEC), ao Laboratório de Energia Solar (LABSOL) e ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo auxílio financeiro.

Ao meu orientador Arno Krenzinger pelo conhecimento transmitido.

Aos colegas de laboratório pela colaboração e amizade.

A minha família pelo apoio.

A minha namorada Maria Fernanda Espinel Lara pelo amor incondicional e pela sua ajuda e apoio.

## RESUMO

Os sistemas solares de aquecimento de água são uma forma de produção de energia não poluente, que já faz parte da matriz energética brasileira. O uso deste tipo de sistemas traz benefícios econômicos ao país e principalmente a quem os utiliza, devido à poupança no uso de outras fontes de energia para o aquecimento da água. No Brasil o aquecimento solar de água é realizado, principalmente, por coletores solares planos, tecnologia bem conhecida e fabricada no país a preços baixos. Mas atualmente há uma outra tecnologia que está sendo difundida no âmbito nacional, os coletores solares de tubos a vácuo, os quais estão sendo produzidos internacionalmente em uma escala maior, importados e comercializados a preços mais competitivos no mercado nacional. Por isto é necessário entender estes sistemas e o seu funcionamento para evitar erros na sua instalação e otimizar sua operação. Nesta dissertação é realizada uma análise comparativa de um sistema de aquecimento de água composto por um coletor solar de tubos de vidro a vácuo de extração de calor por transferência direta operando em circulação forçada com o mesmo sistema operando em circulação por termossifão. Esta comparação foi realizada determinando a energia anual que o sistema pode produzir para cada tipo de circulação, a qual foi calculada usando como referência a norma ISO 9459-2 e os dados climáticos da cidade de Porto Alegre do Estado do Rio Grande do Sul. Também foram realizadas medições da vazão em termossifão, entre o reservatório e o coletor solar, e foi determinado o coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório segundo os procedimentos da mesma norma. Para isto foi realizada a montagem de uma bancada experimental, com sensores e instrumentos de medida que foram calibrados. Para o sistema de aquecimento testado, os resultados mostram que o sistema trabalhando em circulação por termossifão produz maior quantidade de energia no ano do que o sistema em circulação forçada, onde se observou que a estratificação no tanque reservatório era menor. Também foi observado que a máxima vazão em termossifão para este sistema de aquecimento de água foi de 0,5 L/min.

Palavras-chave: coletor solar, tubo a vácuo, circulação termossifão, circulação forçada.

## **ABSTRACT**

Solar water heating systems are a method of clean energy production, which is already part of the Brazilian energy matrix. The use of these systems brings economic benefits to the country and especially who use them due to savings in the use of other sources of energy for heating water. In Brazil, the solar water heating is carried out mainly by flat solar collectors, which is a widely known technology because it is produced in the country at low prices. But recently, there is another technology that is being used named: evacuated solar collectors. These collectors are being worldwide produced on a large scale and they are imported and inserted at competitive prices in the domestic market. Therefore it is necessary to understand these systems and their operation to avoid errors in its installation and optimize their operation. In this work, it is accomplishing a comparative analysis of a solar water heating system composed by a water-in-glass evacuated tube solar collector working in forced circulation with the same system working in thermosyphon circulation. This comparison was performed by determining the annual energy that the system can produce for each type of circulation, which was calculated based on the ISO 9459-2 standard and the climatic data of the Porto Alegre city, state of the Rio Grande Do Sul. Also, it was performed thermosyphon measurements between the thermal reservoir and the solar collector, and it was calculated the heat loss coefficient from the reservoir tank according to the procedures of ISO 9459-2 standard. To do so, a testing bench was made, with sensors and measuring instruments which were calibrated before use. For the heating system tested, the results show that the system with thermosyphon circulation produces more annual energy than the forced circulation system where the water temperature stratification in the thermal reservoir was lower. Also, it was observed that the maximum thermosyphon flow for this solar water heating system was 0,5 L/min.

**Keywords:** solar collector, vacuum tube, thermosyphon circulation, forced circulation

## ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR RADIAÇÃO SOLAR.....</b>	<b>4</b>
2.1	RESERVATÓRIO TÉRMICO .....	5
2.2	ENERGIA AUXILIAR.....	5
2.3	COLETORES SOLARES .....	6
2.3.1	Coletor solar plano .....	6
2.3.2	Coletor solar de tubos de vidro evacuados .....	8
<b>3</b>	<b>MONTAGEM EXPERIMENTAL.....</b>	<b>13</b>
3.1	DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES E SENSORES INSTALADOS NO SISTEMA.....	18
3.1.1	Reservatório térmico.....	19
3.1.2	Coletor solar de tubos de vidro evacuados .....	20
3.1.3	Tubulações.....	22
3.1.4	Sistema de aquisição de dados e de controle do sistema de bombeamento .....	22
3.1.5	Sensores de temperatura .....	23
3.1.6	Medidores de vazão .....	25
3.1.7	Sensores de irradiância solar .....	30
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>31</b>
4.1	DETERMINAÇÃO DA ENERGIA PRODUZIDA PELO SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA ..	31
4.1.1	Determinação do desempenho diário do sistema .....	32
4.1.2	Cálculo da energia produzida pelo sistema de aquecimento de água.....	39
4.1.3	Determinação do coeficiente de perda térmica do reservatório .....	39
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>41</b>
5.1	COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA PASSIVO E ATIVO .....	41
5.2	COEFICIENTE DE PERDAS TÉRMICAS DO TANQUE RESERVATÓRIO .....	50
5.3	MEDIÇÕES DA VAZÃO POR TERMOSSIFÃO .....	51
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>54</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>56</b>

<b>APÊNDICE A</b> – curvas de calibração dos sensores pt100 instalados no sistema de aquecimento de água. ....	59
<b>APÊNDICE B</b> – certificado de calibração dos medidores de vazão. ....	64

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Matriz elétrica Brasileira 2013, incluindo a energia solar térmica..	1
Figura 1.2 – Participação das fontes no aquecimento de água para banho nos domicílios.	2
Figura 2.1 – Localização da fonte de energia auxiliar. a) interno, b) série e c) paralelo.	6
Figura 2.2 – Coletor solar plano com cobertura.	7
Figura 2.3 – Coletor solar de tubos de vidro a vácuo.	8
Figura 2.4 – Componentes de um tubo de vidro a vácuo.	9
Figura 2.5 – Coletor solar de tubos de vidro a vácuo acoplado ao reservatório.	10
Figura 2.6 – Extração de calor do tipo tubo de calor (heat pipe).	11
Figura 2.7 – Extração de calor do tipo tubo em “U”.	11
Figura 2.8 – Extração de calor do tipo transferência direta.	12
Figura 3.1 – Componentes e sensores do sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados.	13
Figura 3.2 – Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados, vista lateral.	15
Figura 3.3 – Irradiação incidente sobre o plano de um coletor de 1,6 m <sup>2</sup> em diferentes ângulos de inclinação para a cidade de Porto Alegre.	16
Figura 3.4 – Dimensões principais do Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados. Vista frontal, dimensões em mm.	17
Figura 3.5 – Dimensões principais do Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados. Vista lateral, dimensões em mm.	17
Figura 3.6 – Sistema de aquecimento de água localizado no terraço do laboratório (LABSOL).	18
Figura 3.7 – Dimensões do reservatório de água quente. Medidas em mm.	20
Figura 3.8 – Área de abertura coletor solar de tubos a vácuo.	21
Figura 3.9 – Dimensões tubos de vidro evacuados.	21
Figura 3.10 – Esquema de aquisição de dados e de controle do sistema de bombeamento.	23
Figura 3.11 – Detalhe da instalação do PT100 na tubulação de polipropileno.	24
Figura 3.12 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura T5 de consumo.	25
Figura 3.13 – Medidor de vazão do consumo de água.	26

Figura 3.14 – Componentes do medidor de vazão eletromagnético.....	27
Figura 3.15 – Curva de aferição do medidor de vazão S1 localizado na tubulação entre a saída do coletor e o ingresso ao reservatório. ....	29
Figura 3.16 – Curva de aferição do medidor de vazão S2 localizado na tubulação de consumo de água.....	29
Figura 4.1 – Camadas do tanque reservatório de água quente. ....	34
Figura 4.2 – Divisão do coletor solar desacoplado para determinar o ganho de energia diário. ....	36
Figura 4.3 – Temperatura no estado final das divisões do coletor solar. ....	37
Figura 5.1 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação em termossifão em função da irradiância solar diária. ....	43
Figura 5.2 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação forçada em função da irradiância solar diária. ....	43
Figura 5.3 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação forçada e circulação em termossifão em função da irradiância solar diária e valores de $(T_a(\text{day}) - T_{\text{main}})$ de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .....	44
Figura 5.4 – Irradiação solar diária no plano inclinado a $45^{\circ}$ durante um ano típico, segundo obtido no programa RADIASOL 2. ....	45
Figura 5.5 – Temperatura diária média do ambiente $T_a(\text{day})$ e temperatura da água ao início do dia $T_{\text{main}}$ durante um ano típico, segundo obtido no programa RADIASOL 2.....	45
Figura 5.6 – Produção de energia mensal do sistema de aquecimento de água por meio do coletor solar de tubos evacuados trabalhando em circulação por termossifão e circulação forçada. ....	46
Figura 5.7 – Temperatura de entrada $T_2$ e saída $T_3$ do cabeçote do coletor solar desacoplado para circulação por termossifão e circulação forçada.....	48
Figura 5.8 – Temperatura das camadas do tanque reservatório no sistema de aquecimento operando com circulação por termossifão e circulação forçada.....	49
Figura 5.9 – Comportamento da vazão por termossifão para os dias 14-16/08/2014, para o sistema com um ponto de estagnação.....	52
Figura 5.10 – Comportamento da vazão por termossifão para os dias 3-5/10/2014. ....	53
Figura A.1 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de saída do reservatório para o coletor ( $T_1$ ). ....	59

Figura A.2 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de entrada de coletor (T2).	59
Figura A.3 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de saída de coletor (T3).	60
Figura A.4 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de entrada ao reservatório do coletor (T4).	60
Figura A.5 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de consumo (T5).	60
Figura A.6 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de água fria (T6).	61
Figura A.7 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura ao interior da caixa d'água (T7).	61
Figura A.8 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura ambiente (T8).	61
Figura A.9 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 1 de Temperatura no interior do tanque (T9).	62
Figura A.10 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 2 de Temperatura no interior do tanque (T10).	62
Figura A.11 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 3 de Temperatura no interior do tanque (T11).	62
Figura A.12 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 4 de Temperatura no interior do tanque (T12).	63
Figura B.1 – Certificado de calibração medidor de vazão S1, localizado entre o coletor e o reservatório.	64
Figura B.2 – Certificado de calibração medidor de vazão S2, localizado no consumo.	65

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Exatidão do sistema de aquisição de dados. ....	23
Tabela 4.1 – Precisão dos instrumentos de medida segundo a norma ISO 9459-2. ....	38
Tabela 5.1 – Resultados dos testes do sistema de aquecimento com circulação por termossifão. ....	42
Tabela 5.2 – Resultados dos testes do sistema de aquecimento com circulação forçada. ....	42
Tabela 5.3 – Produção de energia do sistema de aquecimento de água. ....	47
Tabela 5.4 – Dias de testes comparados para cada tipo de circulação. ....	47
Tabela 5.5 – Coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório. ....	51

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento
AISI	( <i>American Iron and Steel Institute</i> ) Instituto Americano do Ferro e do Aço
ASHRAE	( <i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i> ) Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
GEE	Gases de Efeito Estufa
ISSO	( <i>International Organization for Standardization</i> ) Organização Internacional para Normalização
LABSOL	Laboratório de energia solar da UFRGS
NBR	Norma brasileira
PDE	Plano Decenal de Expansão de Energia
PPR	Tubulação de Polipropileno
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a_1, a_2, a_3$	Coefficientes usados na equação 4.11	[ - ]
$A_a$	Área de abertura do coletor solar	[m <sup>2</sup> ]
$A_t$	Área de seção transversal do medidor de vazão eletromagnético	[m <sup>2</sup> ]
$B$	Campo magnético	[Tesla]
$C$	Constante adimensional do medidor de vazão eletromagnético	[ - ]
$C_p$	Calor específico da água	[kJ/kg.°C]
$D$	Diâmetro externo do tubo a vácuo	[m]
$D$	Diâmetro interno da tubulação do sensor de vazão eletromagnético	[m]
$E$	Força eletromotriz	[volts]
$FDE$	Fundo de escala	[ - ]
$H$	Irradiação global diária na inclinação do coletor solar	[MJ/m <sup>2</sup> ]
$H_B$	Irradiação direta diária na inclinação do coletor solar	[MJ/m <sup>2</sup> ]
$H_d$	Irradiação difusa diária na inclinação do coletor solar	[MJ/m <sup>2</sup> ]
$I$	Corrente elétrica	[mA]
$L$	Comprimento do tubo a vácuo	[m]
$m_a$	Massa de água	[kg]
$N$	Numero de tubos a vácuo	[ - ]
$Q$	Energia total diária contida na água quente drenada do reservatório	[kJ]
$Q_{Ci}$	Ganho de energia diário da camada $i$ do reservatório	[kJ]
$Q_{CS}$	Ganho de energia diário total da água no coletor solar	[kJ]
$Q_D$	Energia diária acumulada no sistema de aquecimento de água	[kJ]
$Q_i$	Energia da décima parte drenada do volume total do reservatório térmico	[kJ]
$Q_{Pi}$	Ganho de energia diário da parte $i$ do coletor solar	[kJ]
$Q_R$	Ganho de energia diário total da água no reservatório térmico	[kJ]
$Q_S$	Ganho diário de energia do sistema de aquecimento de água	[kJ]
$Q_{TC1}$	Ganho diário de energia da água na tubulação entre a saída do coletor e a entrada do reservatório térmico	[kJ]
$Q_{TC2}$	Ganho diário de energia da água na tubulação entre a saída do reservatório térmico e a entrada do coletor	[kJ]

$R1$	Sensores de radiação	[W/m <sup>2</sup> ]
$S1$	Medidor de vazão entre o coletor e o reservatório térmico	[L/min]
$S2$	Medidor de vazão água de consumo	[L/min]
$T1$	Temperatura de saída do reservatório para o coletor	[°C]
$T$	Temperatura	[°C]
$T2$	Temperatura de entrada de coletor	[°C]
$T3$	Temperatura de saída de coletor	[°C]
$T4$	Temperatura de entrada ao reservatório de coletor	[°C]
$T5$	Temperatura de consumo	[°C]
$T6$	Temperatura de água fria	[°C]
$T7$	Temperatura ao interior da caixa d'água	[°C]
$T8$	Temperatura ambiente	[°C]
$T9$	Temperatura camada 1 no interior do tanque reservatório	[°C]
$T10$	Temperatura camada 2 no interior do tanque reservatório	[°C]
$T11$	Temperatura camada 3 no interior do tanque reservatório	[°C]
$T12$	Temperatura camada 4 no interior do tanque reservatório	[°C]
$T_a$	Temperatura ambiente	[°C]
$T_{a(day)}$	Temperatura ambiente média durante o dia de teste	[°C]
$T_{as(av)}$	Temperatura média adjacente ao reservatório térmico	[°C]
$T_d$	Temperatura da água de drenagem	[°C]
$T_d(V_{ii})$	Temperatura média da décima parte do volume de água do reservatório drenada	[°C]
$T_f$	Temperatura final da água	[°C]
$T_{fCi}$	Temperatura final da água da camada $i$ no tanque reservatório	[°C]
$T_{fPi}$	Temperatura final da água da parte $i$ do coletor solar de tubos a vácuo	[°C]
$T_i$	Temperatura inicial da água	[°C]
$T_{main}$	Temperatura da água no início de cada dia e de homogeneização do sistema de aquecimento	[°C]
$U_R$	Coeficiente de perda de calor do reservatório térmico	[W/K]
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	[m <sup>3</sup> /s]
$V_c$	Volume de água no coletor solar	[L]
$V_{Ci}$	Volume de água da camada $i$ do tanque reservatório	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Pi}$	Volume de água da parte $i$ do coletor solar	[m <sup>3</sup> ]

$\dot{V}_{S1}$	Vazão volumétrica do sensor eletromagnético <i>S1</i>	[L/min]
$\dot{V}_{S2}$	Vazão volumétrica do sensor eletromagnético <i>S2</i>	[L/min]
$V_t$	Volume de água no tanque reservatório	[L]
$V_{TC1}$	Volume de água na tubulação entre a saída do coletor e a entrada do reservatório térmico	[m <sup>3</sup> ]
$V_{TC2}$	Volume de água na tubulação entre a saída do reservatório térmico e a entrada do coletor	[m <sup>3</sup> ]
$V_{ii}$	Décima parte drenada do volume total do reservatório	[m <sup>3</sup> ]
$W_A$	Incerteza de ajuste da curva de calibração	[-]
$W_D$	Incerteza do instrumento de medida	[-]
$W_G$	Incerteza na medida da grandeza	[-]
$W_S$	Incerteza do instrumento de aquisição de dados	[-]
$X$	Velocidade média do fluido condutor	[m/s]
$\Delta t$	Tempo de esfriamento do tanque reservatório	[s]
$\rho$	Massa específica da água	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{ma}$	Incerteza da massa da água	[-]
$\sigma_{vt}$	Incerteza do volume do tanque reservatório	[-]
$\sigma_\rho$	Incerteza da massa específica	[-]

# 1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas a energia solar vem ganhando grande importância como uma alternativa viável, frente à crescente demanda energética mundial somada à diminuição das reservas de fontes energéticas não renováveis, além da crescente preocupação por usar fontes de energias mais amigáveis com o meio ambiente. Nesta dinâmica cabe destacar que o Brasil, no Plano Decenal de Expansão de Energia 2023 (PDE 2023), apresenta uma projeção onde se pretende que as energias renováveis representem perto de 86% na matriz de energia elétrica. Neste sentido os sistemas de aquecimento por energia solar representam uma maneira de aproveitamento da energia solar, que pode ser transformada em energia térmica para o aquecimento de água. Segundo a Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), o sistema de aquecimento solar de água é uma forma limpa de produção de energia, que já faz parte da matriz elétrica do Brasil, como é apresentado na Figura 1.1, onde foi realizada uma equivalência para comparação em potência elétrica com a quantidade de coletores solares de aquecimento atualmente instalados no Brasil e a energia que eles produzem. A utilização deste tipo de sistemas acarreta um custo inicial, mas pode ser amortecido com os benefícios econômicos e ambientais que traz consigo, pois eles evitam o uso de outras formas de energia, aumentando a renda líquida com a diminuição dos gastos no aquecimento da água, além de diminuir o uso de formas poluentes de energia que geram gases de efeito estufa (GEE), ajudando à preservação do meio ambiente.

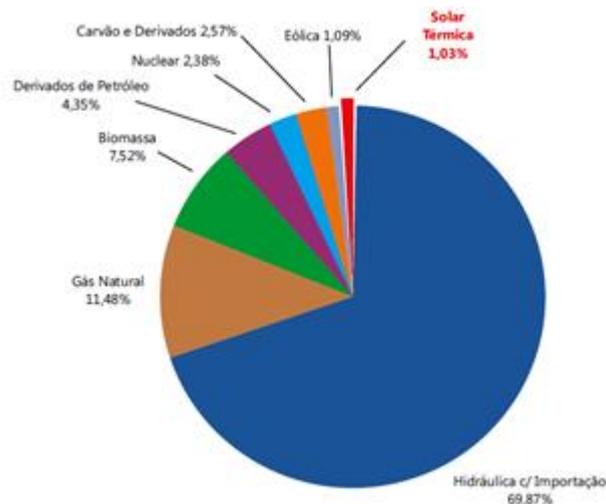


Figura 1.1 – Matriz elétrica Brasileira 2013, incluindo a energia solar térmica.

Fonte: Energia Solar Térmica – ABRAVA (2014).

É por isso que no PDE 2022 se prevê uma diminuição do uso do chuveiro elétrico para o aquecimento de água para banho nos domicílios, que atualmente é o sistema mais usado no Brasil para essa finalidade, aumentando a participação dos sistemas de aquecimento solar como se visualiza na Figura 1.2.

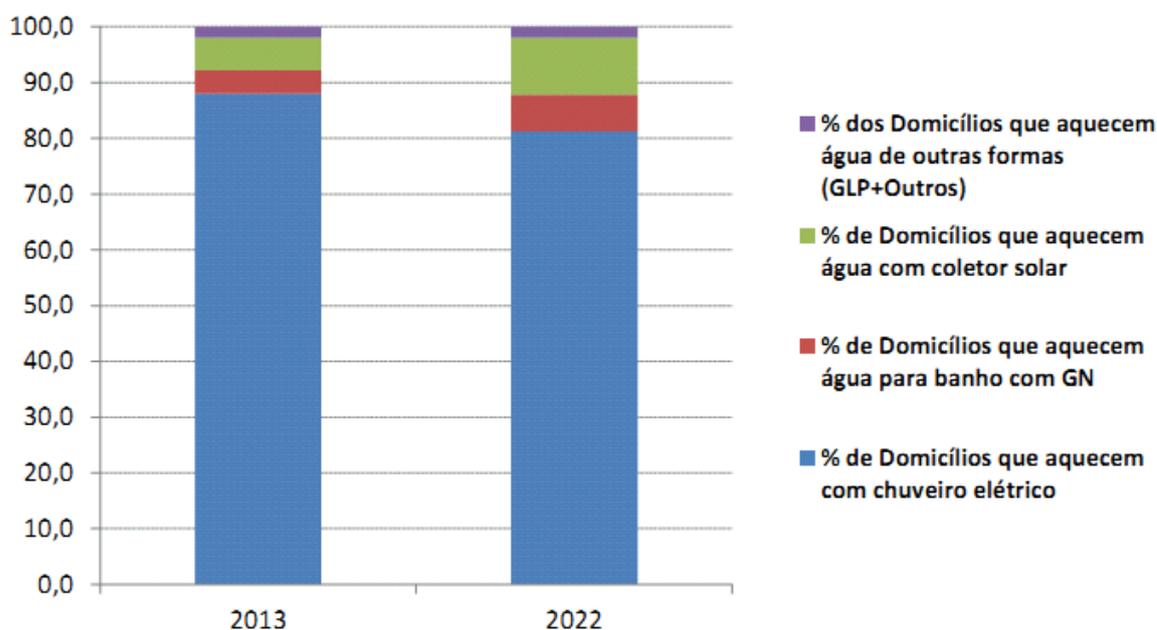


Figura 1.2 – Participação das fontes no aquecimento de água para banho nos domicílios.

Fonte: PDE 2022 (2013).

Cabe destacar que a maior parte do aquecimento solar de água em Brasil é realizado com coletores solares planos, dado que essa tecnologia já é bem conhecida e fabricada no país, com custo relativamente baixo. Mas existem outras tecnologias para aquecimento solar de água, como são os coletores de tubos evacuados, os quais têm sido estudados por décadas, mas pelo seu elevado custo de fabricação no passado, seu uso estava limitado a aplicações onde realmente fossem imprescindíveis, como o aquecimento industrial de média temperatura (entre 80 °C e 150 °C). As principais características dos coletores tubulares evacuados são sua superfície seletiva e seu isolamento a vácuo, que permite melhor isolamento térmico. O uso deste tipo de coletor é adequado em países com invernos rigorosos, onde as perdas térmicas praticamente inviabilizam o uso de coletores solares convencionais.

Na atualidade, a proliferação do uso de coletores solares de tubos evacuados, em países como a China, implicou na produção massiva desta tecnologia, onde, segundo Tang *et al.* (2011), esse país, no ano 2009, produziu 350 milhões de tubos evacuados. Isto foi possível

porque foram encontrados métodos de fabricação com menores custos, o que tornou os coletores tubulares financeiramente mais competitivos para seu uso no aquecimento de água doméstica.

Com a diminuição do preço, os coletores solares de tubos evacuados estão entrando cada vez mais no mercado brasileiro, sendo assim necessário entender estes sistemas e o seu funcionamento para evitar erros na sua instalação e operação.

Em vista o exposto anteriormente, este trabalho tem como objetivo principal comparar um sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro a vácuo, de extração de calor por transferência direta, quando está operando em circulação forçada com o mesmo sistema operando em circulação por termossifão (natural). Esta comparação é realizada determinando a energia anual que o sistema pode produzir para cada tipo de circulação, a qual é calculada usando como referência a norma ISO 9459-2. Como objetivos específicos têm-se:

- montar uma bancada experimental, incluindo a instalação dos diferentes sensores e dispositivos de medida, para analisar os sistemas de aquecimento de água;
- determinar o coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório por meio do procedimento descrito na norma ISO 9459-2;
- realizar medições experimentais da vazão em termossifão entre o coletor solar e o tanque reservatório.

## 2 SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA POR RADIAÇÃO SOLAR

Os sistemas de aquecimento de água para consumo doméstico por meio da radiação solar são constituídos principalmente pelos coletores solares, o reservatório de armazenamento térmico, a energia auxiliar e as tubulações de conexão isoladas termicamente. Esses componentes formam um conjunto que permite converter a radiação solar, incidente no coletor, em energia térmica.

Estes sistemas de aquecimento podem ser classificados como diretos ou indiretos. O sistema direto é aquele que usa como fluido de trabalho o mesmo fluido que será consumido, ou seja, a água de consumo é aquecida diretamente; já nos sistemas indiretos o fluido de trabalho é diferente do fluido de consumo. Portanto, a transferência de calor entre os fluidos se realiza por meio de um trocador de calor. O sistema indireto permite usar fluidos de trabalho diferentes da água, como óleos ou misturas, para obter um maior aproveitamento da radiação solar e também para evitar o congelamento deles em climas com baixas temperaturas.

Os sistemas de aquecimento de água também são divididos em passivos e ativos. No sistema passivo, ou *sistema em termossifão*, a água no interior do sistema circula naturalmente sem necessidade de bombeamento. Isto é possível porque a água, aquecida pela radiação solar, fica com uma maior temperatura e conseqüentemente, com massa específica menor, deslocando-se para as posições mais elevadas no circuito hidráulico. Estes gradientes de temperatura e massa específica causam a circulação entre o coletor e o tanque reservatório (Lafay, 2005). O sistema com circulação natural é o mais usado no Brasil devido a sua simplicidade, pois ele não precisa de eletricidade para operar. A desvantagem deste sistema é que o reservatório de armazenamento deve estar acima do nível do coletor.

Já no sistema ativo, ou *sistema forçado*, a água circula com ajuda de uma bomba. O acionamento da bomba é realizado por meio de um sistema de controle termostático entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída do coletor. Este tipo de sistema permite instalar o reservatório em qualquer posição em relação à localização dos coletores. Ele também é usado para evitar o congelamento dos fluidos em climas com baixas temperaturas. Sua principal desvantagem é o custo elevado, pois requer mais dispositivos para seu funcionamento, tais como: bomba, sistema de controle, sensores de temperatura, entre outros.

A seguir são descritos os principais componentes do sistema de aquecimento de água por radiação solar.

## **2.1 Reservatório Térmico**

O reservatório térmico é um dispositivo que permite armazenar a energia produzida pelo coletor solar. Sua utilização permite o consumo da água quente a qualquer hora do dia.

O reservatório deve armazenar a água aquecida com a menor perda de calor e também deve ser fabricado com materiais que suportem temperaturas da ordem de 90 °C. É por isso que ele é fabricado comumente de aço inoxidável ou polímero resistente a altas temperaturas. Além disso é isolado termicamente com matérias de baixa condutividade térmica, como lã de vidro, poliuretano, entre outros.

O reservatório pode ser de configuração vertical ou horizontal. Morrison e Braun (1985) observaram que os tanques verticais apresentam melhor desempenho do que os tanques horizontais, pois conseguem manter maior estratificação térmica, o que aumenta a eficiência do sistema de aquecimento.

## **2.2 Energia auxiliar**

A energia auxiliar, de uma fonte diferente da radiação solar, fornece energia ao sistema como complemento para o aquecimento da quantidade total de água quente requerida pela demanda. O emprego de uma fonte auxiliar de energia é normal nos sistemas de aquecimento por radiação solar tendo em vista que fornecer toda a água quente tornaria o sistema superdimensionado e economicamente inviável. Shariah e Löf (1997) mencionam que os sistemas de aquecimento solar são projetados para fornecer entre 50 e 80% da água quente demandada. Para saber o ponto ótimo de trabalho do sistema de aquecimento solar e energia auxiliar é necessário fazer uma avaliação financeira.

A fonte de energia auxiliar mais usada é a elétrica (por resistências ou por bombas de calor), mas também existem outras fontes como é o caso do gás liquefeito de petróleo (GLP). Estas fontes são comumente dispostas como se apresenta na Figura 2.1, onde: a) o aquecedor é inserido no tanque reservatório; b) o aquecedor é instalado em série com a saída para o consumo de água e c) o aquecedor é instalado em paralelo com o tanque reservatório.

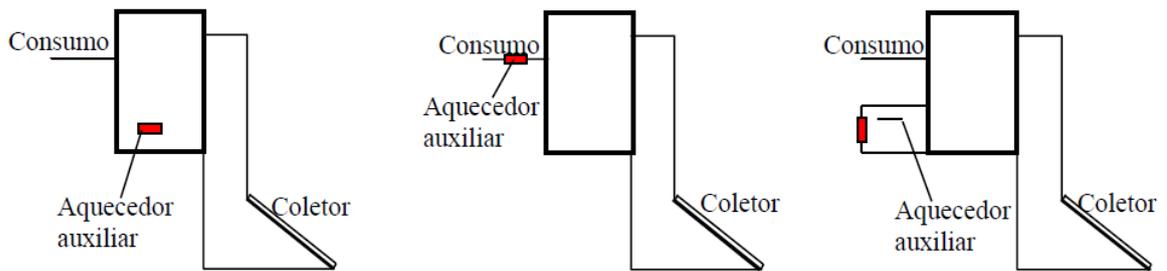


Figura 2.1 – Localização da fonte de energia auxiliar. a) interno, b) série e c) paralelo.

Fonte: Lafay (2005).

## 2.3 Coletores solares

O coletor solar é o equipamento que recebe a radiação solar e a transforma em energia térmica, aquecendo o fluido de trabalho, que pode ser água, óleo ou uma mistura. Existem diferentes tipos de coletores, mas seu uso depende do tipo de aplicação e da temperatura de operação. Para baixas temperaturas são usados os coletores sem cobertura, que é o tipo de sistema mais empregado no aquecimento de piscinas. Para temperaturas médias, requeridas no aquecimento de água para banho, são utilizados os coletores planos com cobertura e os coletores com tubos de vidro a vácuo; já para uso industrial, temperaturas acima dos 80 °C, são usados os coletores de tubos de vidro a vácuo, ou ainda coletores concentradores.

### 2.3.1 Coletor solar plano

O coletor solar plano com cobertura é composto por:

- caixa externa que suporta o conjunto todo, normalmente fabricada de alumínio ou material polimérico;
- isolamento térmico nas paredes laterais e na parte posterior do coletor, para diminuir as perdas térmicas. Normalmente o isolamento é feito com lã de vidro, lã de rocha ou poliuretano expandido;
- tubulações que permitem o escoamento do fluido de trabalho. Elas são divididas em tubos cabeçotes e tubos elevadores. Os tubos cabeçotes, normalmente tem um diâmetro maior do que os tubos elevadores, e estão localizados na parte superior e

inferior do coletor e interligam os tubos elevadores. O material das tubulações geralmente usado é o cobre;

- placa absorvedora, geralmente soldada às tubulações. É a principal responsável pela conversão da radiação solar em energia térmica, mediante o processo de condução e convecção, onde o calor passa para os tubos e deles ao fluido de trabalho. A placa é comumente fabricada de alumínio ou cobre, e é pintada com uma tinta preta ou com um tratamento seletivo especial;
- a cobertura transparente tem como função minimizar ao máximo as perdas por convecção e radiação ao ambiente. Normalmente são usadas como coberturas o vidro ou o policarbonato, os quais permitem a passagem da radiação solar.

O coletor plano com cobertura pode ser visualizado na Figura 2.2, onde é possível identificar as diferentes partes que o compõem.



Figura 2.2 – Coletor solar plano com cobertura. Fonte: [www.solares-online.com.br](http://www.solares-online.com.br)

Na operação deste tipo de coletores, Morrison e Braun (1985) observaram que os sistemas de aquecimento de água com coletores solares planos, configurados para operar por circulação em termossifão apresentam um melhor desempenho que aqueles trabalhando com circulação forçada a altas vazões de bombeamento, pois este último tipo de circulação não permitiu uma adequada estratificação térmica da água no tanque reservatório.

### 2.3.2 Coletor solar de tubos de vidro evacuados

O coletor solar de tubos de vidro evacuado, apresentado na Figura 2.3, é composto por duas partes: os tubos de vidro a vácuo e o cabeçote que interliga os tubos e onde circula o fluido de trabalho.



Figura 2.3 – Coletor solar de tubos de vidro a vácuo. Adaptado de Rosa (2012).

Os tubos de vidro evacuado recebem a radiação solar e a transformam em energia térmica. A sua construção é similar ao conceito de uma garrafa térmica (*frasco Dewar*) alongada, onde se tem dois tubos concêntricos unidos nas extremidades e com vácuo entre si. Os tubos são fabricados em vidro borossilicato 3.3. A superfície seletiva, encarregada de absorver a radiação solar é depositada no lado exterior do tubo interno, permanecendo completamente selada. A Figura 2.4 apresenta os componentes de um tubo de vidro a vácuo. As perdas térmicas devidas à condução e à convecção são eliminadas pelo isolamento por vácuo, e as perdas por radiação são minimizadas pela baixa emissividade da superfície seletiva. É por isto que os coletores com tubos evacuados atingem maiores eficiências na produção de água quente em relação aos coletores planos, além de ser adequados para trabalhar em climas com baixas temperaturas (Trieb e Treffinger, 2000).

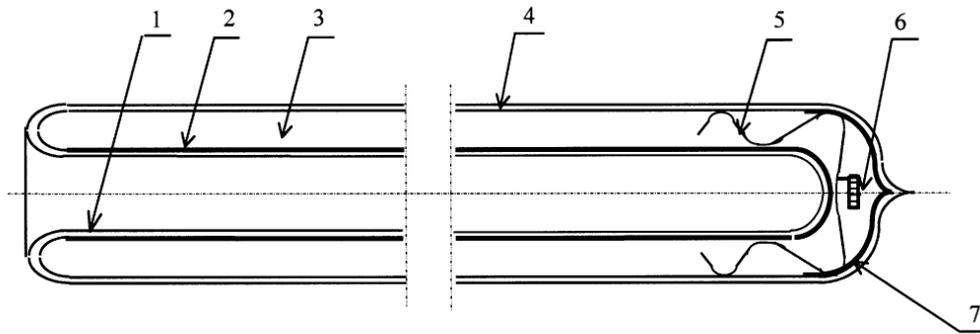


Figura 2.4 – Componentes de um tubo de vidro a vácuo. Fonte Zhiqiang (2005).

As numerações da Figura 2.4 correspondem: (1) Tubo de vidro interno, (2) Superfície seletiva de absorção, (3) Espaço evacuado, (4) Tubo externo, (5) Grampo, (6) Capturador e (7) Camada capturadora. O capturador é uma pastilha de material reativo que tem como função manter o vácuo sem matéria absorvendo os gases residuais. A pressão no espaço entre os dois tubos é menor do que  $5 \times 10^{-2}$  Pa.

Segundo Zhiqiang (2005), a superfície seletiva composta por uma camada de nitrato de alumínio sobreposta de uma camada de alumínio (AL-N/AL), desenvolvida por este autor, mostrou ser a maneira mais econômica para a obtenção de água quente com radiação solar, devido a sua boa relação custo-eficácia. Esta superfície apresenta valores de absorptância de 0,93 (AM 1,5) e de emitância de 0,06 a 80 °C.

Segundo Manea (2012), também é bastante usado outro tipo de superfície seletiva, composta por três camadas: nitrato de alumínio sobre aço inoxidável sobre cobre (AL-N/SS/Cu), e possui propriedades óticas superiores do que da superfície composta por AL-N/AL.

Este tipo de coletor solar pode ser acoplado ou desacoplado. O coletor desacoplado do reservatório térmico, que se visualiza na Figura 2.3, é aquele em que o cabeçote tem a função de interligar os tubos evacuados e de permitir que o fluido de trabalho possa escoar até um reservatório térmico onde é armazenada a água quente. O coletor acoplado ao reservatório é aquele em que seu cabeçote é o próprio reservatório, que armazena a água quente produzida pelos tubos. O coletor acoplado pode ser observado na Figura 2.5.



Figura 2.5 – Coletor solar de tubos de vidro a vácuo acoplado ao reservatório.

Fonte: <http://www.ecocomfort.com.br/aquecedores>

A extração do calor produzido pelos tubos evacuados pode ser realizada de diversas formas, mas as mais usadas são o tubo de calor (*heat pipe*), tubo em “U” e transferência direta (*water-in-glass*), sendo esta última a mais utilizada das três devido à sua simplicidade e baixo custo de fabricação (Gao *et al.*, 2013).

O tubo de calor consiste num tubo metálico, frequentemente fabricado de cobre, que é inserido dentro do tubo a vácuo. O tubo metálico é fechado em ambos os seus extremos e é preenchido com um fluido que troca de fase, normalmente água pura, que é deixada a baixa pressão para facilitar sua evaporação a temperaturas menores ao habitual. A Figura 2.6 apresenta o funcionamento do tubo de calor, onde a radiação solar incidente no tubo evacuado esquenta o tubo de calor, fazendo com que o fluido evaporado no interior dele se desloque para a parte mais elevada (bulbo), onde troca calor com a água fria que circula no cabeçote, condensando o fluido e fazendo com que ele retorne à parte inferior do tubo de calor.

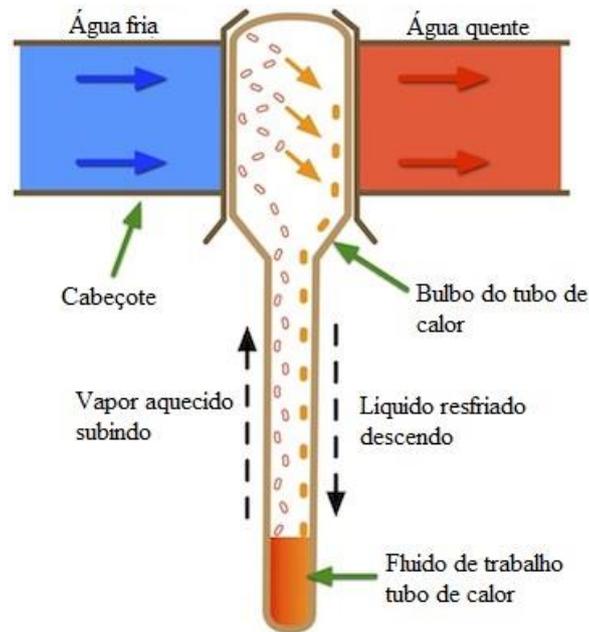


Figura 2.6 – Extração de calor do tipo tubo de calor (heat pipe). Adaptado de <http://www.apricus.com/>

A extração de calor por tubo em “U” consiste num tubo em forma de “U” inserido no tubo evacuado, onde uma extremidade do mesmo está conectada a uma calha de distribuição de água fria e a outra extremidade a uma calha de coleta de água quente. Este tipo de extração de calor trabalha com um sistema de bombeamento. A água fria entra por uma extremidade do tubo em “U” percorrendo-o para ser aquecida e retornar pela outra extremidade. Na Figura 2.7 se observa o coletor com este tipo de extração de calor.

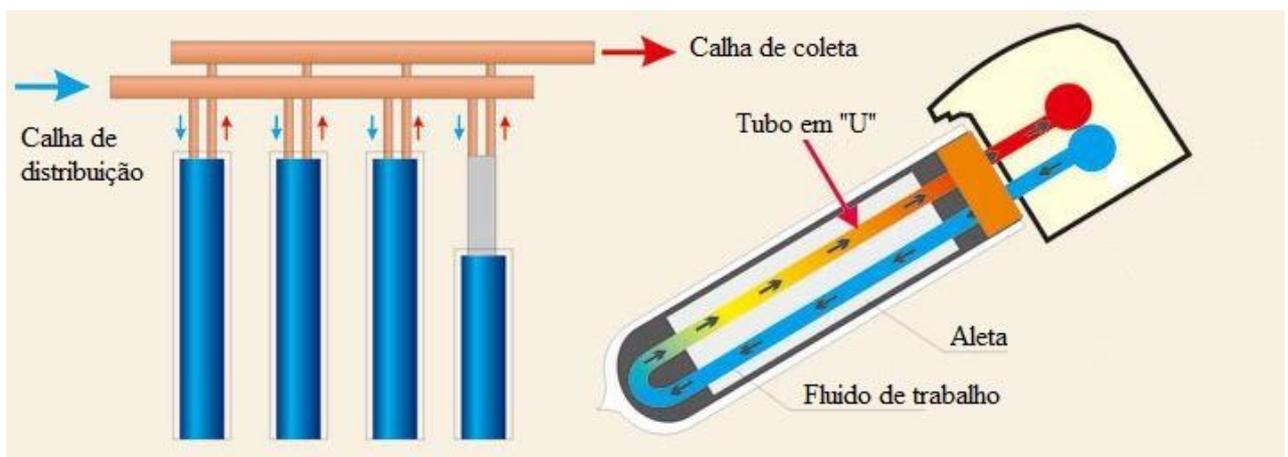


Figura 2.7 – Extração de calor do tipo tubo em “U”. Adaptado de <http://www.cnbg-solar.com/>

No método de extração de calor do tipo transferência direta (*water-in-glass*), o tubo evacuado é preenchido com água que está em contato direto com a superfície absorvedora. Quando a radiação solar incidente no tubo aquece a água, faz com que a mesma esquente e ascenda ao cabeçote pela parte superior do tubo e que a reposição seja realizada pela parte inferior do mesmo, como é apresentado na Figura 2.8.

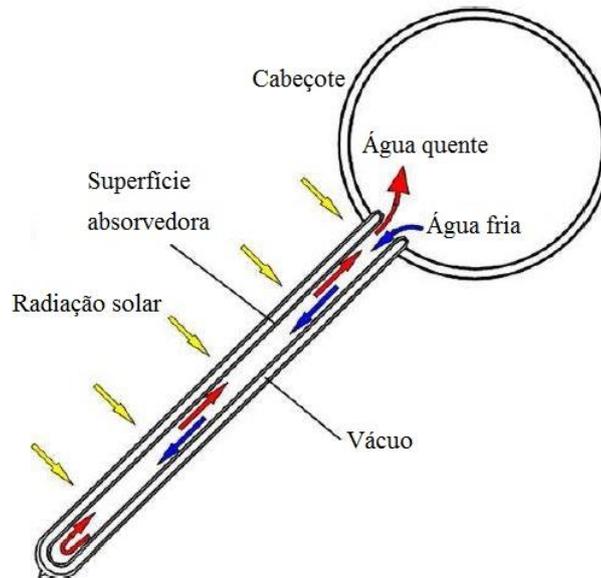


Figura 2.8 – Extração de calor do tipo transferência direta.

Adaptado de Morrison et al. (2005).

### 3 MONTAGEM EXPERIMENTAL

A montagem experimental foi realizada sobre o sistema existente de aquecimento de água do laboratório de energia solar (LABSOL) executando modificações sobre o mesmo. O tanque reservatório existente de 180 L foi trocado por um tanque de 250 L. O sistema de tubulações de cobre de diâmetro de 25,4 mm foi mudado por tubos PPR (polipropileno) de bitola 32 mm e foram instalados sensores de temperatura, medidores de vazão e um sistema de bombeamento para os testes em circulação forçada.

Nas Figuras 3.1 e 3.2 são apresentados os componentes do sistema de aquecimento de água e a localização dos sensores de temperatura, vazão e dispositivos de medida da radiação.

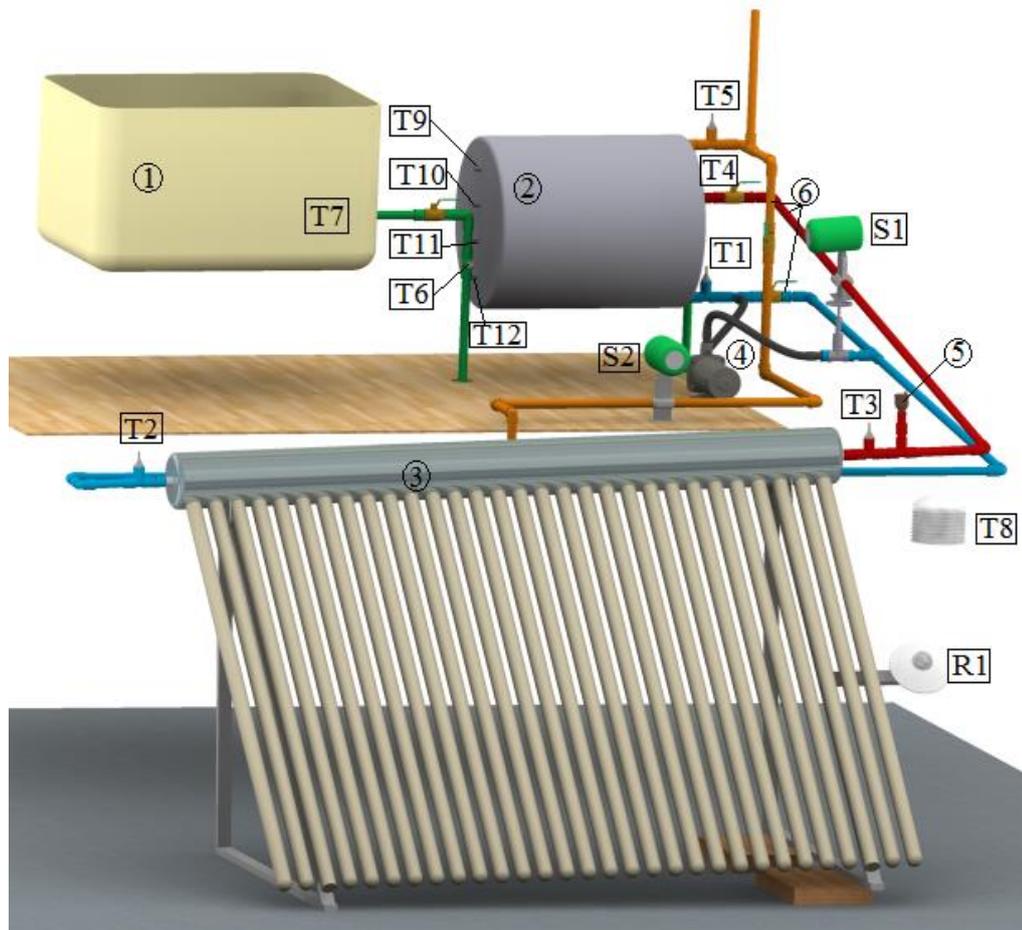


Figura 3.1 – Componentes e sensores do sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados.

Na Figura 3.1 os componentes do sistema de aquecimento são:

- 1- Caixa d'água fria
- 2- Reservatório horizontal
- 3- Coletor solar desacoplado de tubos de vidro evacuados
- 4- Bomba de circulação
- 5- Purgador de ar
- 6- Tubulações de conexão

Da Figura 3.1, os sensores instalados no sistema de aquecimento de água são:

- T1- Temperatura de saída do reservatório para o coletor
- T2- Temperatura de entrada de coletor
- T3- Temperatura de saída de coletor
- T4- Temperatura de entrada no reservatório de coletor
- T5- Temperatura de consumo
- T6- Temperatura de água fria
- T7- Temperatura no interior da caixa d'água
- T8- Temperatura ambiente
- T9- Temperatura camada 1 no interior do reservatório
- T10- Temperatura camada 2 no interior do reservatório
- T11- Temperatura camada 3 no interior do reservatório
- T12- Temperatura camada 4 no interior do reservatório
- S1- Medidor de vazão entre o coletor e o reservatório
- S2- Medidor de vazão água de consumo
- R1- Sensores de radiação (Piranômetro e pireliômetro, com o piranômetro posicionado no plano do coletor)

Na Figura 3.2 é possível observar os diferentes percursos das tubulações determinado pela cor de cada tubulação. A tubulação verde corresponde à água que sai da caixa d'água fria e entra na parte inferior do tanque reservatório; o sifão presente nesse trajeto impede o retorno da água do reservatório à caixa d'água. A tubulação amarela localizada na parte superior do tanque reservatório corresponde à água de consumo; em seu percurso possui um tubo aberto ao ar para permitir a saída das bolhas de ar que ficarem na parte superior do reservatório. A tubulação vermelha liga a saída do coletor solar de tubos de vidro evacuados com o tanque reservatório, esse trajeto possui um purgador de ar resistente a altas temperaturas. A tubulação azul liga a saída do tanque reservatório com a entrada do coletor solar; nesse percurso está

instalada a bomba de circulação de água, a qual permite, por meio de um by-pass, escolher se o sistema vai trabalhar em circulação forçada (sistema ativo) ou em termossifão (sistema passivo).

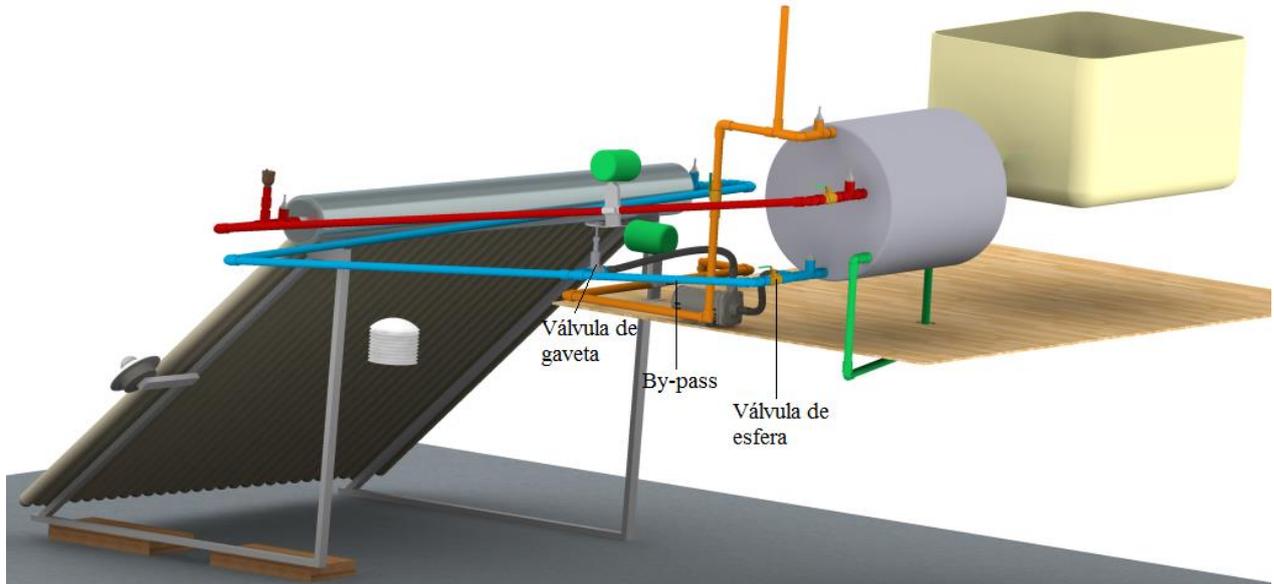


Figura 3.2 – Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados, vista lateral.

Quando o sistema está trabalhando em termossifão a bomba de circulação é desligada, a válvula de gaveta localizada na descarga da bomba é fechada e a válvula de esfera situada sobre o conduto azul é aberta, para assim deixar escoar a água pelo by-pass como é apresentado na Figura 3.2. Para o caso de circulação forçada a válvula de esfera é fechada, a bomba ligada e a válvula de gaveta é aberta o suficiente para alcançar a vazão volumétrica estabelecida.

A localidade onde está instalado o sistema de aquecimento de água é Porto Alegre, com latitude  $30,03^\circ$  sul e longitude  $-51,23^\circ$ . Tendo em vista que a localidade é do hemisfério sul, o coletor solar é posicionado apontando para o norte.

Na Figura 3.3, se apresenta um estudo para a cidade de Porto Alegre, do efeito na irradiação solar incidente sobre o plano de um coletor de  $1,6 \text{ m}^2$  em diferentes ângulos de inclinação, com o coletor virado para o norte. Nesta figura é possível ver que, para os meses frios, quando a necessidade de água quente é maior, uma inclinação de  $45^\circ$  é mais favorável do que as inclinações de  $20^\circ$  e  $30^\circ$ ; é por isso que o coletor solar de tubos de vidro a vácuo do sistema de aquecimento do laboratório é instalado com uma inclinação de  $45^\circ$ .

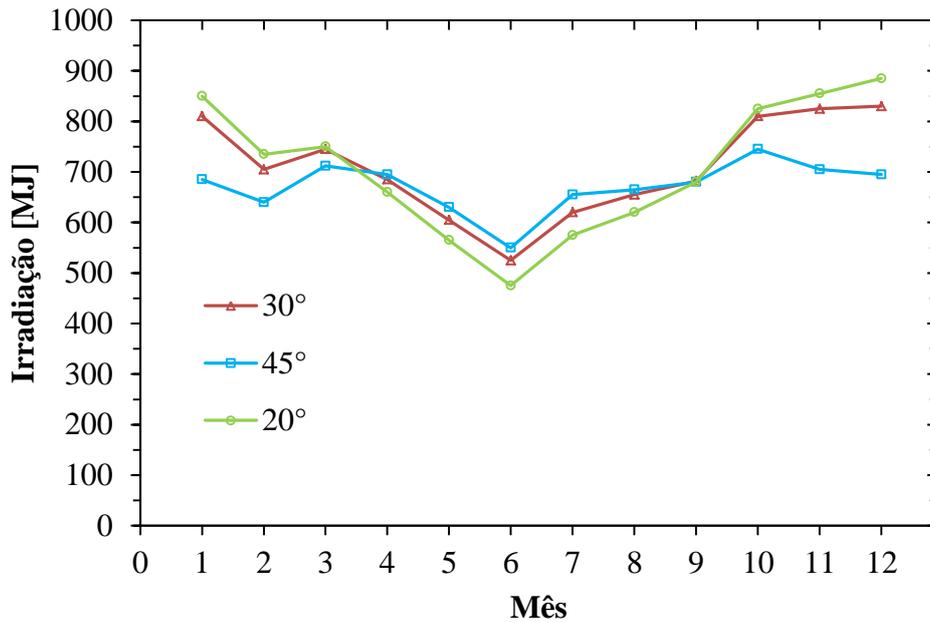


Figura 3.3 – Irradiação incidente sobre o plano de um coletor de  $1,6 \text{ m}^2$  em diferentes ângulos de inclinação para a cidade de Porto Alegre. Adaptada de Rosa (2012).

As principais dimensões do sistema de aquecimento são apresentadas nas Figuras 3.4 e 3.5. Como é observado, o tanque reservatório está localizado acima do coletor solar, o qual permite que o sistema possa trabalhar em circulação natural. A diferença de altura entre a entrada do coletor e a saída do reservatório é de 255 mm (no trajeto azul), e da saída do coletor e a entrada do tanque reservatório de 500 mm (no trajeto vermelho). O comprimento total da tubulação entre a saída do tanque reservatório e entrada ao coletor (tubulação azul) é de 7205 mm, e da tubulação entre a saída do coletor e a entrada ao tanque reservatório (tubulação vermelha) é de 3834 mm. A diferença de altura entre o tanque reservatório e o coletor possibilita a circulação em termosifão do sistema. Em um coletor de tubos evacuados o cabeçote tem a saída e a entrada localizadas na mesma altura, o que pode apresentar problemas quando o sistema trabalha em termosifão. Redpath et al. (2006) fizeram um estudo sobre o comportamento da vazão em circulação natural no cabeçote de um coletor de tubos de vidro a vácuo com tubo de calor (*heat pipe*) para diferentes ângulos de inclinação do cabeçote com relação à horizontal; para um ângulo de  $0^\circ$  com a horizontal o autor observou a presença de circulação reversa e para os ângulos entre  $0,7^\circ$  e  $2,5^\circ$  observou a ótima remoção do calor do cabeçote. O cabeçote do coletor solar do sistema de aquecimento do laboratório foi inclinado  $2^\circ$  com relação à horizontal, conforme mostra a Figura 3.4.

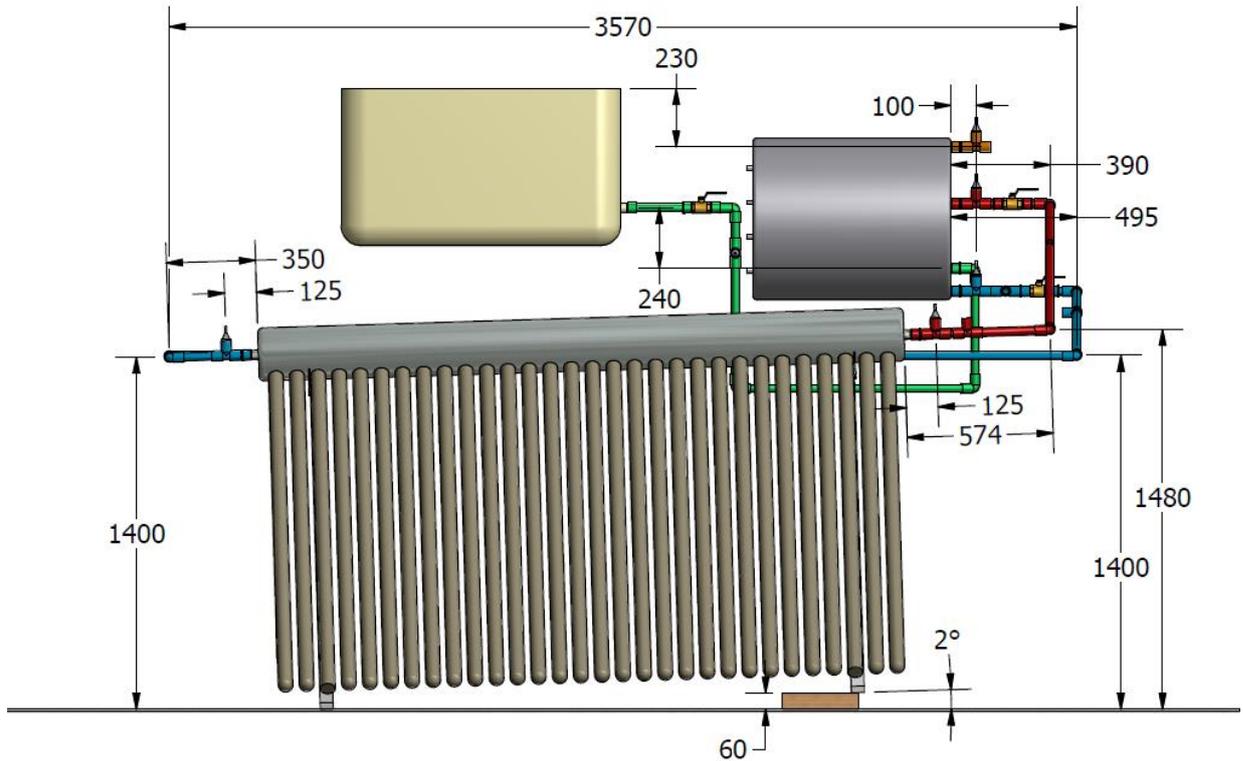


Figura 3.4 – Dimensões principais do Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados. Vista frontal, dimensões em mm.

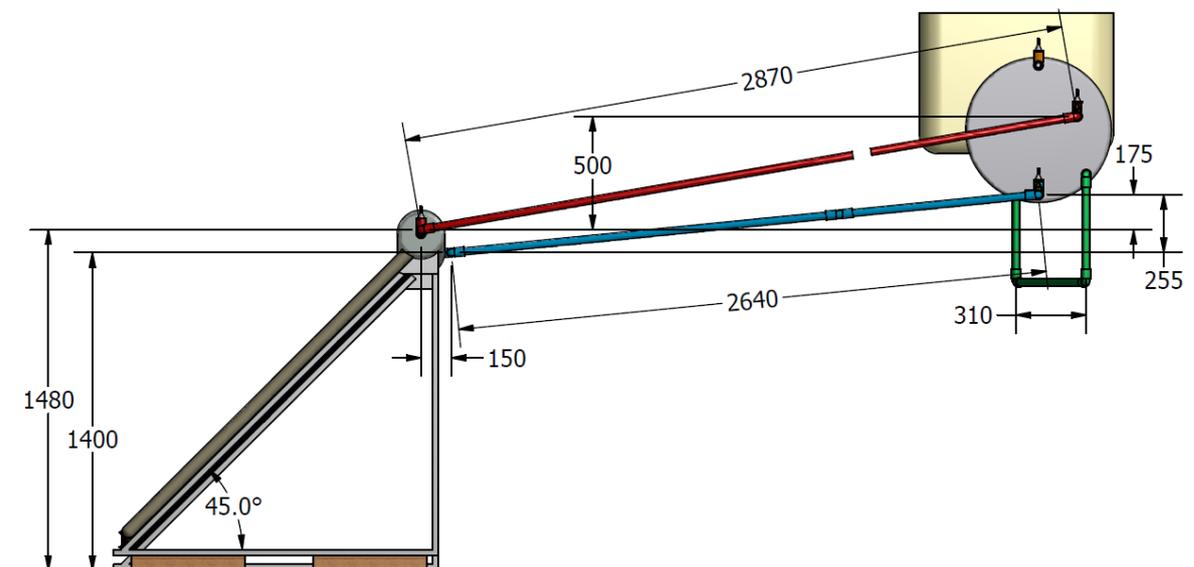


Figura 3.5 – Dimensões principais do Sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro evacuados. Vista lateral, dimensões em mm.

O sistema de aquecimento de água está localizado no terraço do laboratório, com o tanque reservatório de 250 L e duas caixas d'água fria de 500 L cada, instalados no interior de um cubículo de alvenaria, como é apresentado na Figura 3.6.

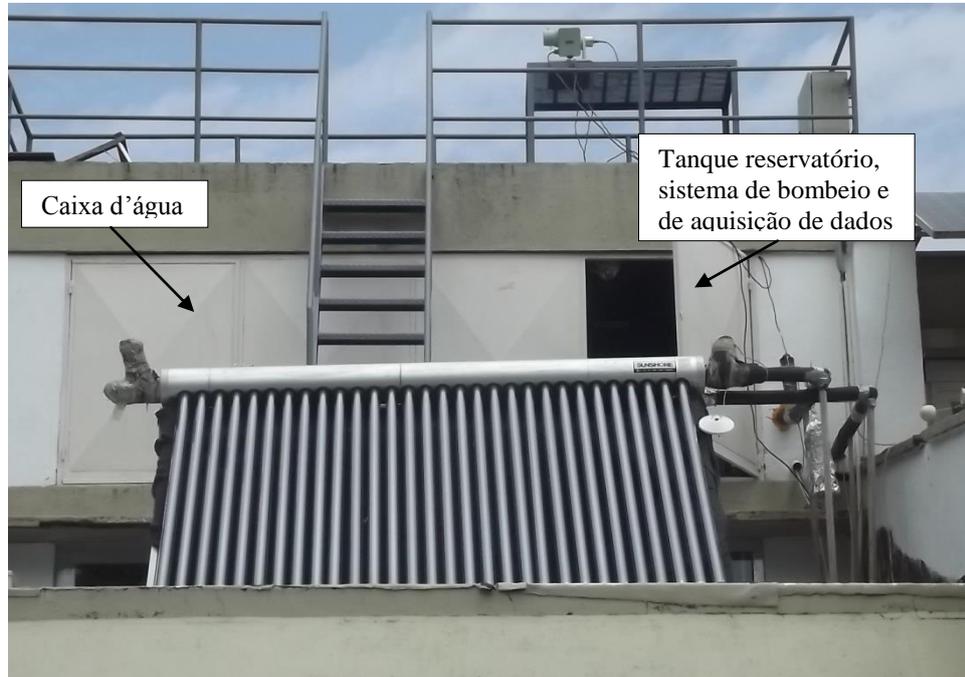


Figura 3.6 – Sistema de aquecimento de água localizado no terraço do laboratório (LABSOL).

### 3.1 Descrição dos componentes e sensores instalados no sistema

A seguir descrevem-se os diferentes componentes do sistema e os sensores instalados para realizar as medições experimentais. Também, é explicado o processo de calibração dos sensores de temperatura e de aferição dos medidores de vazão e apresentadas as incertezas associadas às medidas de cada um dos componentes e instrumentos.

As incertezas associadas às medidas dos sensores são determinadas a partir da associação da incerteza na leitura do instrumento de aquisição de dados, da incerteza na medida da grandeza e da incerteza no ajuste das curvas experimentais de calibração como apresenta a Equação (3.1).

$$W_D = \sqrt{(W_S)^2 + (W_G)^2 + (W_A)^2} \quad (3.1)$$

onde  $W_D$  é a incerteza do instrumento de medida,  $W_S$  é a incerteza do instrumento de aquisição de dados,  $W_G$  é a incerteza na medida da grandeza e  $W_A$  é a incerteza de ajuste da curva de calibração.

### 3.1.1 Reservatório térmico

O reservatório térmico horizontal de 250 L é fabricado em aço inoxidável (AISI 304) e isolado termicamente com 50 mm de poliuretano expandido envolto por uma capa de aço (SAE 1010) tratada contra a corrosão.

O volume de água no tanque foi calculado pela relação da massa específica ( $\rho$ ) da mesma,

$$V_t = \frac{m_a}{\rho} \quad (3.2)$$

onde  $V_t$  é o volume da água no tanque e  $m_a$  é sua massa. A massa específica da água depende da temperatura, e por isso foi calculada com a equação citada pela norma brasileira ABNT NBR 15747-2,

$$\rho(T) = X_0 + X_1T + X_2T^2 + X_3T^3 + X_4T^4 \quad (3.3)$$

Sendo, (com as parcelas em  $\text{kg/m}^3$ ):  $X_0 = 999.85$ ;  $X_1 = 6,187 \cdot 10^{-2}$ ;  $X_2 = -7,654 \cdot 10^{-3}$ ;  $X_3 = 3,974 \cdot 10^{-5}$  e  $X_4 = -1,110 \cdot 10^{-7}$ .

A Equação (3.3) é válida para pressões de 100 kPa e temperaturas ( $T$ ) entre  $0^\circ\text{C}$  e  $99,5^\circ\text{C}$ .

A massa da água ( $m_a$ ) e a temperatura ( $T$ ) foram medidas com uma balança eletrônica e um termômetro de mercúrio com incertezas de 10 g e  $0,1^\circ\text{C}$ , respectivamente. A partir da incerteza do sensor de temperatura é calculada a incerteza da massa específica, que corresponde a  $0,05 \text{ kg/m}^3$ .

O cálculo da incerteza associada nas medidas para determinar o volume do tanque ( $V_t$ ) é realizado através da seguinte expressão:

$$\frac{\sigma_{V_t}}{V_t} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{m_a}}{m_a}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\rho}}{\rho}\right)^2} \quad (3.4)$$

onde  $\sigma_{V_t}$ ,  $\sigma_{m_a}$  e  $\sigma_{\rho}$  correspondem respectivamente às incertezas do volume do tanque, massa da água e massa específica. A partir das medidas realizadas e das Equações (3.2), (3.3) e (3.4) o volume do tanque reservatório é igual a  $(253,8 \pm 3,3)$  L.

As dimensões do tanque são apresentadas na Figura 3.7. Como é observado, no lado esquerdo o tanque possui quatro aberturas de 3/4 polegada cada, onde são instaladas bainhas de cobre para possibilitar as medições da temperatura no interior do mesmo; do lado direito possui quatro aberturas de 1 polegada cada para realizar as conexões com a caixa de água, o coletor solar e o consumo de água.

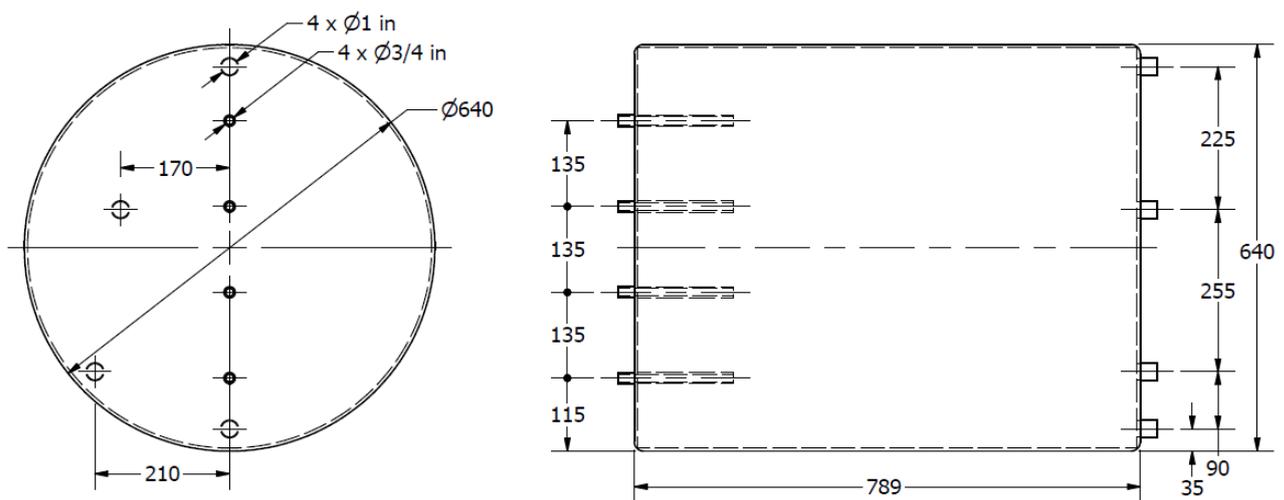


Figura 3.7 – Dimensões do reservatório de água quente. Medidas em mm.

### 3.1.2 Coletor solar de tubos de vidro evacuados

O coletor do sistema de aquecimento de água, mostrado na Figura 3.6, é composto por trinta tubos a vácuo com superfície seletiva de nitrato de alumínio sobre aço inoxidável sobre cobre (Al-N/SS/Cu), os quais se valem do princípio de extração de calor de transferência direta.

A área de abertura  $A_a$  do coletor foi determinada pela relação estabelecida na norma ASHRAE 93-2003, dada pela Equação (3.5).

$$A_a = LdN \quad (3.5)$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo,  $d$  o seu diâmetro externo e  $N$  o número de tubos, como é apresentado na Figura 3.8. De acordo a Equação (3.5) a área de abertura do coletor é  $2,8 \text{ m}^2$ .

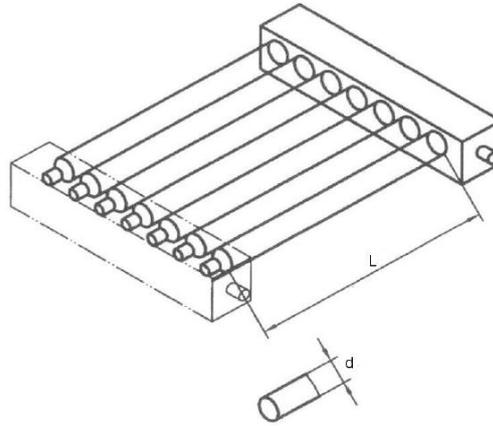


Figura 3.8 – Área de abertura coletor solar de tubos a vácuo. Fonte ASHRAE 93-2003.

Os tubos são fabricados em vidro borossilicato 3.3, com espessura de 1,5 mm. A Figura (3.9) apresenta mais detalhadamente a estrutura de cada tubo. Uma pressão inferior a  $5 \times 10^{-3} \text{ Pa}$  presente entre os dois tubos concêntricos aumenta o isolamento térmico, diminuindo o efeito da convecção sobre o mesmo.

O volume da água no coletor ( $V_c$ ) foi medido com os mesmos instrumentos usados para verificar o volume de água no tanque reservatório, a balança eletrônica e o termômetro de mercúrio com incertezas de 10 g e  $0,1^\circ\text{C}$ , respetivamente. O procedimento também foi o mesmo, usando as Equações (3.2), (3.3) e (3.4) para determinar o volume da água no coletor e sua respectiva incerteza. De acordo com o anterior, o volume de água no coletor é de  $(90 \pm 1,9) \text{ L}$ .

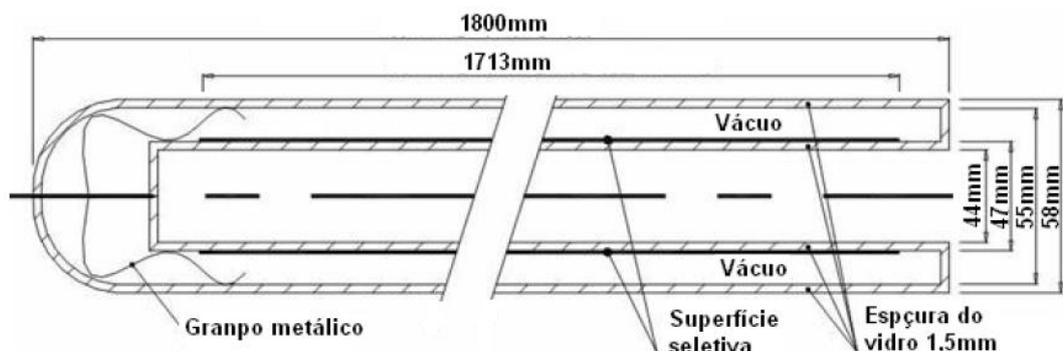


Figura 3.9 – Dimensões tubos de vidro evacuados. Fonte Manea (2012).

### 3.1.3 Tubulações

As tubulações hidráulicas instaladas são de polipropileno, especificadas para trabalhar com água quente. As principais características das tubulações nesse tipo de material são a baixa perda de calor, com condutividade térmica de  $0,24 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  a  $20^\circ\text{C}$ ; livre de toxicidade e corrosão, apresentando alta resistência aos ataques químicos, durabilidade, e boa resistência ao impacto devido a sua ductibilidade.

As tubulações foram instaladas em bitola 32, o qual corresponde a diâmetro interno de 23,2 mm e diâmetro externo de 32 mm. As conexões hidráulicas do sistema de bombeamento foram realizadas com mangueiras de borracha para água quente de 19 mm (3/4"). Isso permitiu realizar curvas suaves em sua instalação. Todas as tubulações foram isoladas termicamente com tubos de espuma elastomérica de 25 mm de espessura. Este tipo de isolamento térmico tem uma condutividade térmica de  $0,37 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  a  $20^\circ\text{C}$ .

### 3.1.4 Sistema de aquisição de dados e de controle do sistema de bombeamento

A aquisição de dados e o controle do sistema de bombeamento foram realizados mediante um multímetro digital marca Agilent, modelo 34970A, com capacidade para três multiplexadores. Para as medidas da temperatura, vazão e radiação que correspondem à resistência (Ohms), tensão (Volts) e corrente (Amperes), respectivamente, foram usados dois multiplexadores HP 34901A e para o sistema de controle de bombeamento foi usado um multiplexador HP 34907A que permite ligar e desligar a bomba de acordo com parâmetros estabelecidos.

O multímetro é ligado a um computador via porta serial RS232 que é comandado através de um software desenvolvido pela Agilent, que permite configurar os canais dos diferentes módulos. O multímetro foi programado para realizar medidas a cada 10 s com uma resolução de 6,5 dígitos.

Quando o sistema é disposto para trabalhar com circulação forçada, o controle é configurado para ligar a bomba quando a diferença entre a temperatura de saída do reservatório para o coletor ( $T1$ ) e a temperatura de saída de coletor ( $T3$ ) é maior que  $5^\circ\text{C}$  (ver Figura 3.1), e desliga quando essa diferença é menor que  $1^\circ\text{C}$ . A Figura 3.10 apresenta o esquema de aquisição de dados e de controle do sistema de bombeio.

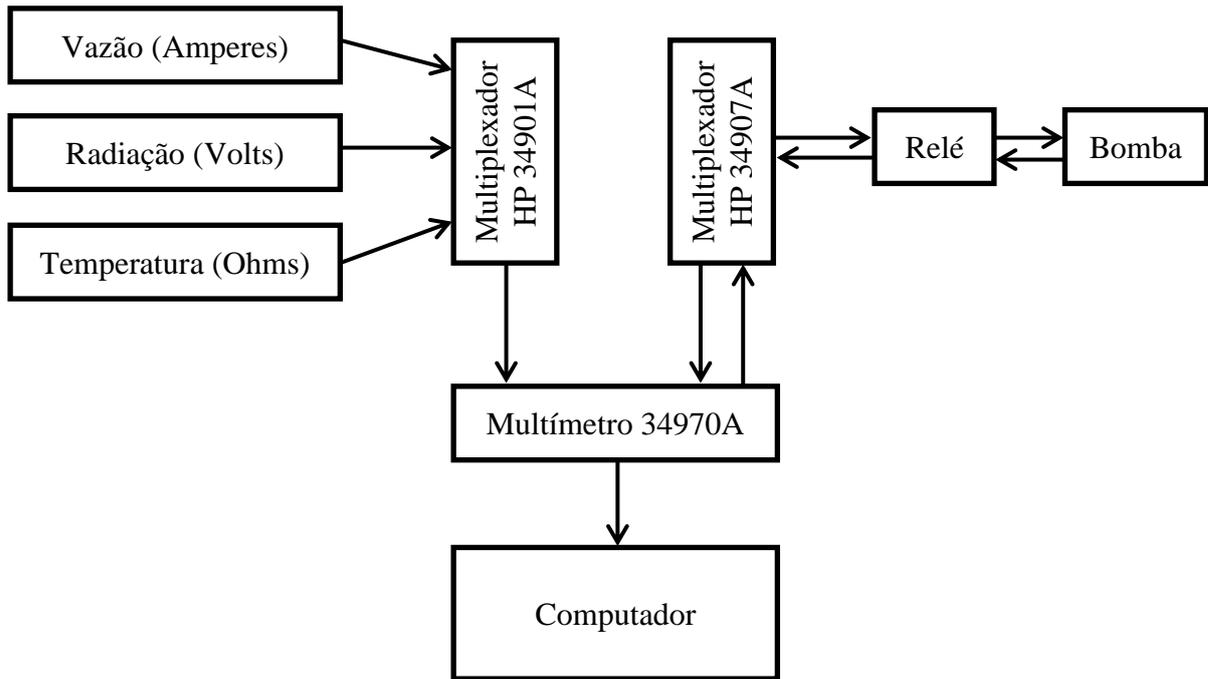


Figura 3.10 – Esquema de aquisição de dados e de controle do sistema de bombeamento.

A exatidão da leitura do multímetro 34970A para resolução de 6.5 dígitos é apresentada na Tabela 3.1, de acordo com a medida e a escala utilizada para cada uma delas.

Tabela 3.1 – Exatidão do sistema de aquisição de dados.

Medida	Fundo de escala (FDE)	Exatidão
DC Tensão	1 V	$\pm (0,0040\% \text{ da leitura} + 0,0007\% \text{ FDE}) \text{ V}$
Resistência	1 K $\Omega$	$\pm (0,010\% \text{ da leitura} + 0,001\% \text{ FDE}) \Omega$
DC Corrente	100 mA	$\pm (0,05\% \text{ da leitura} + 0,005\% \text{ FDE}) \text{ A}$

### 3.1.5 Sensores de temperatura

As temperaturas nos diferentes pontos do sistema de aquecimento de água foram medidas com sensores de platina PT100 classe A, conectados ao multiplexador HP 34901A através de quatro fios. O sistema de quatro fios fornece resultados mais exatos pelo fato que reduz os efeitos das resistências dos fios, dos cabos, do multiplexador e dos contatos.

Todos os PT100 estão encapsulados em bainhas de aço inoxidável (AISI 304), o que permite o contato direto com a água. Estes sensores foram instalados diretamente nas tubulações de polipropileno por meio de roscas nos tês, permitindo medir a temperatura da

água sem prejudicar o escoamento da mesma. A Figura 3.11 exibe o detalhe da instalação do PT100 nos tubos de polipropileno antes de ser isolados termicamente. Para medir a temperatura ambiente, a temperatura da caixa d'água e as temperaturas no interior do reservatório foram usados os PT100 sem rosca, mas com a haste em aço inoxidável. O sensor de temperatura ambiente foi instalado ao lado do coletor solar, a 1,5 m do solo e protegido da radiação para evitar erros na medida.

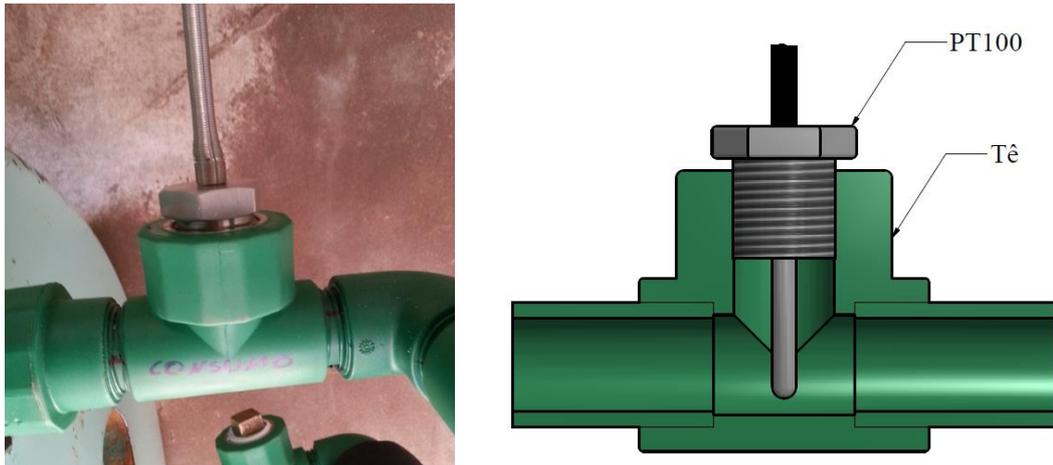


Figura 3.11 – Detalhe da instalação do PT100 na tubulação de polipropileno.

A calibração dos sensores foi realizada num banho termostático, onde a temperatura desejada foi controlada e os valores das resistências dos PT100 gravados para cada temperatura. Variou-se a temperatura do banho termostático entre 15 °C e 85 °C, com um incremento de 10 °C entre temperaturas, armazenando dados da resistência da PT100 a cada 10 s, durante 10 min para cada valor de temperatura após sua estabilização. A aquisição de dados realizou-se com o multímetro Agilent 34970A ligado a um computador para armazenamento dos dados, sendo estes equipamentos os instalados na bancada final.

O equipamento de banho termostático usado é da marca Lauda, modelo ECO GOLD RE620G, com uma incerteza na medida da temperatura de  $\pm 0,02$  °C.

A curva de calibração e os pontos medidos de um dos sensores PT100 classe A estão representados na Figura 3.12. Os coeficientes da reta de ajuste do sensor foram obtidos aplicando o método dos mínimos quadrados aos dados medidos, tendo-se coeficientes de determinação ( $R^2$ ) maiores que 0,9999 para todos os sensores. No Apêndice A encontram-se as curvas de calibração dos sensores PT100 instalados no sistema de aquecimento de água.

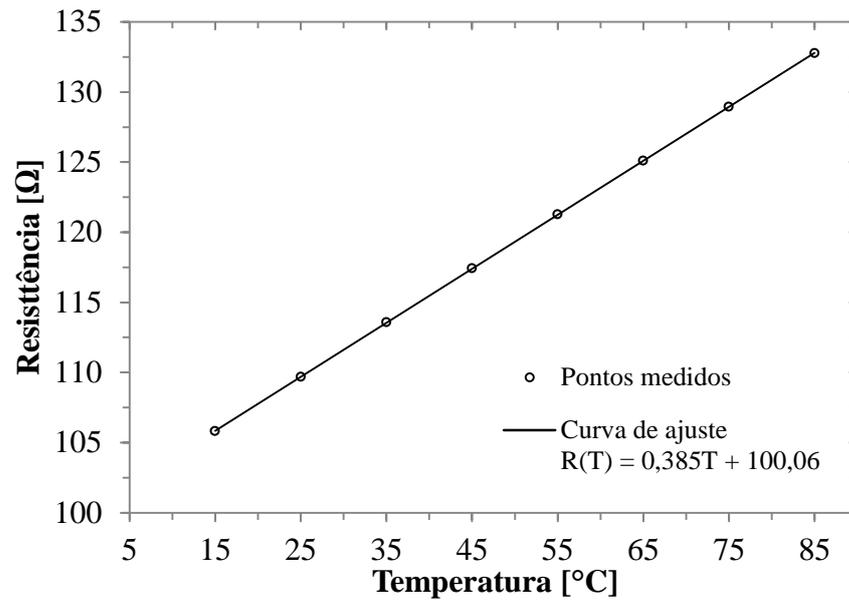


Figura 3.12 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura T5 de consumo.

A incerteza dos sensores de temperatura foi determinada a partir da Equação (3.1), que corresponde à soma quadrática das incertezas do equipamento do banho termostático, sistema de aquisição de dados e do desvio médio quadrático da curva dos sensores.

A incerteza na medida da resistência do sistema de aquisição de dados é de  $0,023 \Omega$ , para uma leitura de  $130 \Omega$  e um fundo de escala de  $1 \text{ k}\Omega$ , conforme os dados de exatidão do multímetro apresentado na Tabela 3.1. Considerando o coeficiente de temperatura do resistor de platina de  $0,385 \Omega/^{\circ}\text{C}$ , a incerteza do equipamento de aquisição de dados é  $0,06^{\circ}\text{C}$ . Para o equipamento de banho termostático a incerteza é de  $0,02^{\circ}\text{C}$  e o desvio médio quadrático dos sensores calibrados foi de  $0,07^{\circ}\text{C}$ . Assim, a incerteza total associada aos sensores de medida de temperatura é  $0,09^{\circ}\text{C}$ .

### 3.1.6 Medidores de vazão

No sistema de aquecimento de água foram instalados dois medidores eletromagnéticos de vazão marca YOKOGAWA, modelos AXF005G e AXF010G, como se apresenta na Figura 3.13.



Figura 3.13 – Medidor de vazão do consumo de água.

O princípio de operação de este tipo de medidor é baseado na Lei de Indução Eletromagnética de Faraday, a qual estabelece que, quando um condutor se move perpendicular a um campo magnético, este gera uma força eletromotriz que é perpendicular ao campo magnético e perpendicular ao movimento do condutor. A magnitude dessa força eletromotriz é proporcional à velocidade com que o condutor corta as linhas do campo magnético [Jones, 1974]. Usando esse princípio, o medidor de vazão eletromagnético mede a velocidade média ( $X$ ) de um fluido condutor através de um tubo de diâmetro interno ( $D$ ), quando atravessa um campo magnético uniforme ( $B$ ), gerando uma força eletromotriz ( $E$ ) perpendicular à direção da velocidade e o campo magnético. O campo magnético é produzido por uma bobina de excitação e a força eletromotriz medida por eletrodos, que a sua vez enviam o sinal ao conversor. Isto se pode ver na Figura 3.14, sendo representado pela seguinte relação:

$$E = CBDX \quad (3.6)$$

onde  $C$  é uma constante adimensional. Da Equação (3.6) a velocidade do fluido condutor é isolada e calculada a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ) assim:

$$\dot{V} = XA_t \quad (3.7)$$

onde  $A_t$  é a área de seção transversal do tubo do medidor no qual escoo o fluido condutor.

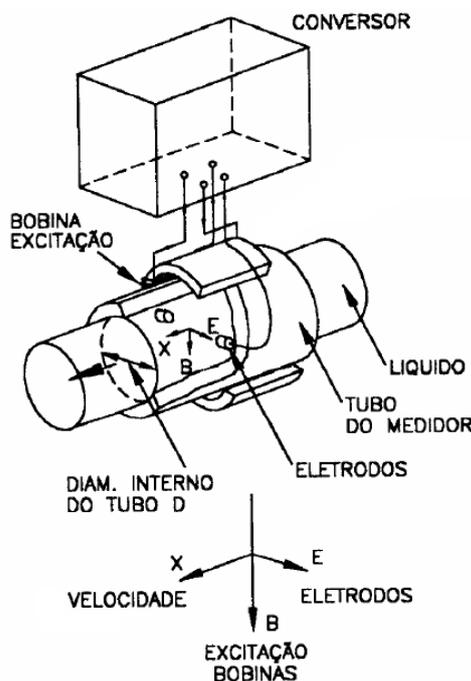


Figura 3.14 – Componentes do medidor de vazão eletromagnético. Adaptada de [www.incontrol.ind.br](http://www.incontrol.ind.br)

Este tipo de sensor tem a vantagem de não provocar queda de pressão na medida da vazão volumétrica, pois não precisa de partes móveis que podem obstruir o escoamento, além de permitir medir escoamento reverso e a medida não é afetada por mudanças na temperatura, pressão ou viscosidade do fluido.

A medida da vazão do sensor eletromagnético é afetada pela condutividade do fluido. Para os sensores YOKOGAWA, instalados no sistema de aquecimento de água, a condutividade deve ser igual ou maior que 5  $\mu\text{S}/\text{cm}$ .

O sensor AXF005G, S1 na Figura 3.1, foi instalado na tubulação entre a saída do coletor e a entrada ao reservatório. Este equipamento tem um diâmetro interno de 5 mm e pode medir vazões no intervalo máximo entre 0 e 11,780 L/min e no intervalo mínimo entre 0 e 0,118 L/min. O sensor AXF010G, S2 na Figura 3.1, foi instalado na tubulação de consumo; o diâmetro interno desse medidor é de 10 mm e pode medir vazões no intervalo máximo entre 0 e 47,123 L/min e no intervalo mínimo entre 0 e 0,472 L/min.

O sinal de saída do sensor é de 4 mA a 20 mA que são associados ao intervalo de medida de vazão volumétrica. Este tipo de equipamento permite mudar os intervalos de medida de vazão volumétrica de acordo a necessidade, associando-os de uma forma lineal, ou seja, 4 mA corresponde ao valor mínimo e 20 mA ao valor máximo do intervalo. Estes

intervalos tem que ser selecionados levando em conta os limites de cada instrumento. Dessa forma, o sensor *S1* foi configurado para trabalhar num intervalo entre 0 e 7 L/min e o sensor *S2* entre 0 e 12 L/min. Portanto, as funções que representam as medidas de cada sensor nos intervalos selecionados para o sensor *S1* e *S2*, respectivamente, são:

$$\dot{V}_{S1}(I) = 0,4375 I - 1,75 \quad (3.8)$$

onde  $\dot{V}_{S1}$  é a vazão volumétrica do sensor *S1* em L/min e *I* é a corrente medida em mA.

$$\dot{V}_{S2}(I) = 0,75 I - 3 \quad (3.9)$$

onde  $\dot{V}_{S2}$  é a vazão volumétrica do sensor *S2* em L/min e *I* é a corrente medida em mA.

Os medidores de vazão volumétrica instalados vieram calibrados de fábrica. Ainda assim, foi realizada uma aferição dos instrumentos, empregando uma comparação direta com o método volumétrico. Para tal se utilizou uma balança eletrônica, um termômetro de mercúrio e um cronômetro digital. Este método consistiu em pesar o volume de fluido que atravessa o sensor em um tempo determinado. A vazão é calculada como a razão entre a massa de água que passou pelo sensor sobre o tempo decorrido vezes a massa específica da água. As curvas de aferição dos sensores são apresentadas nas Figuras 3.15 e 3.16 para o medidor *S1* e *S2*, respectivamente.

Os resultados das duas curvas mostram que ambos os sensores podem ser empregados na medição da vazão com boa representatividade das medidas, com um  $R^2=0.9999$  para as duas curvas de aferição. No apêndice B são apresentados os certificados de calibração de cada sensor entregados pela empresa.

A incerteza de cada medidor de vazão foi determinada a partir da Equação (3.1), que para este caso, corresponde à soma quadrática da incerteza do sistema de aquisição de dados e da incerteza do sensor de vazão.

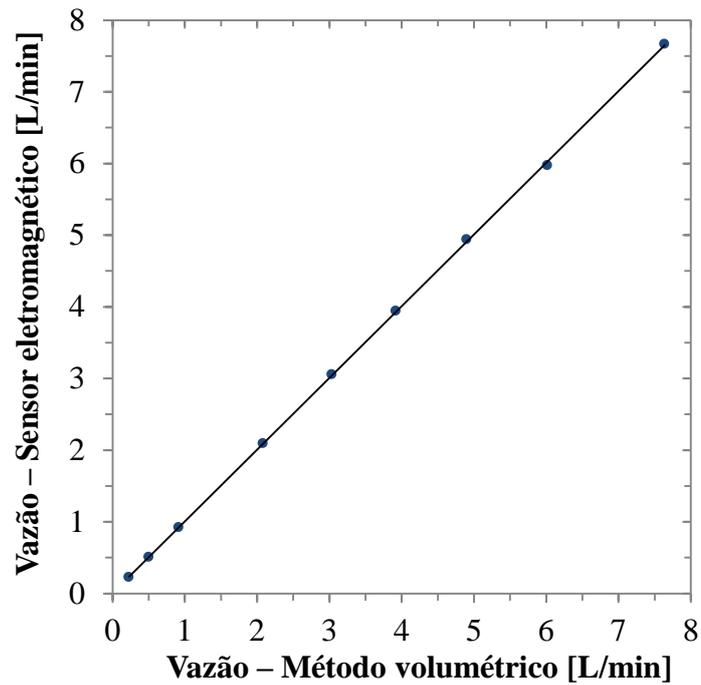


Figura 3.15 – Curva de aferição do medidor de vazão S1 localizado na tubulação entre a saída do coletor e o ingresso ao reservatório.

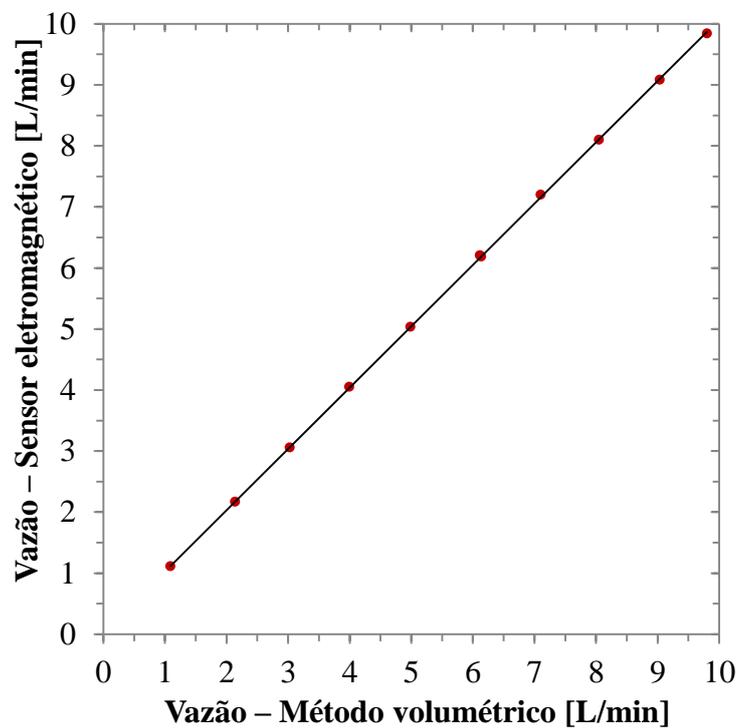


Figura 3.16 – Curva de aferição do medidor de vazão S2 localizado na tubulação de consumo de água.

Para os medidores de vazão volumétrica a exatidão corresponde a 0,35% da velocidade medida. No sensor *S1*, para uma vazão volumétrica de 7 L/min se tem uma velocidade de 5,9 m/s, que corresponde a uma incerteza de 0,021 m/s, o que equivale à incerteza na vazão volumétrica de 0,025 L/min. Para o sensor *S2*, com a vazão volumétrica de 12 L/min, se tem uma velocidade de 2,5 m/s, que corresponde a incerteza de  $8,9 \times 10^{-3}$  m/s o que equivale à incerteza na vazão volumétrica de 0,042 L/min.

A incerteza na medida da corrente elétrica do sistema de aquisição de dados é de 0,015 mA, para uma leitura de 20 mA e um fundo de escala de 100 mA, conforme os dados da tabela 3.1. Da Equação (3.8), para o sensor *S1*, considerando o coeficiente de  $0,4375 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}/\text{mA}$ , a incerteza do equipamento de aquisição de dados é de 0,007 L/min. Já para o sensor *S2*, da Equação (3.9) se tem um coeficiente de  $0,75 \text{ L}\cdot\text{min}^{-1}/\text{mA}$ , que dá a incerteza do equipamento de aquisição de dados de 0,011 L/min. Assim a incerteza total associada ao sensor de medida de vazão volumétrica *S1* é 0,026 L/min e do sensor de medida de vazão volumétrica *S2* é 0,043 L/min.

### **3.1.7 Sensores de irradiância solar**

O sistema de aquecimento de água conta com um piranômetro marca Delta Ohm, modelo LP PYRA 02, primeira classe conforme ISO 9060, que foi instalado no mesmo plano do coletor solar de tubos evacuados para medir a irradiância global incidente com uma incerteza de 3% FDE (FDE=1000 W/m<sup>2</sup>). Também foi instalado um pireliômetro marca EPPLEY, modelo NIP, para medir a irradiância direta com uma incerteza de 1% FDE.

## **4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL**

Neste trabalho são comparados os sistemas de aquecimento de água ativo e passivo a partir da energia que cada um deles pode produzir a cada dia ao longo do ano. Para determinar a produção de cada sistema foi usada como referência a norma ISO 9459-2 que estabelece os procedimentos para calcular a energia produzida por sistemas de aquecimento de água por meio de radiação solar, sem ajuda de energia auxiliar, permitindo determinar o desempenho diário do sistema, o coeficiente de perdas e o grau de estratificação do reservatório para assim calcular o rendimento anual a partir de condições climáticas conhecidas e o volume de uma única extração de água quente realizada ao final de cada dia.

No processo de comparação dos sistemas de aquecimento foram realizadas medições da vazão volumétrica por termossifão entre o coletor e o tanque reservatório para estudar o seu comportamento em diferentes condições de irradiância e temperatura de entrada ao coletor.

### **4.1 Determinação da energia produzida pelo sistema de aquecimento de água**

O método para determinar a energia produzida pelo sistema de aquecimento de água, segundo a norma ISO 9459-2, consiste em uma série de testes do sistema ao ar livre, de um dia de duração (mínimo seis dias de testes), além de um teste para determinar o grau de estratificação do tanque reservatório e um teste noturno para determinar as perdas térmicas do mesmo. Todos os dias de ensaios são independentes um dos outros, onde é realizada uma única drenagem ao final de cada dia mantendo constantes a temperatura da água de entrada no sistema e a vazão volumétrica da água de drenagem. Entende-se como dia de ensaio o período compreendido entre 6 horas antes e 6 horas depois do meio dia solar.

A partir dos testes anteriores e conhecendo a irradiância do lugar, a temperatura ambiente, a temperatura da água fria e o consumo diário de água quente a norma descreve procedimentos para calcular a energia que o sistema pode produzir ao longo do ano; no cálculo levam-se em conta as perdas térmicas do reservatório durante a noite e a energia que permanece no reservatório quando nem toda a água quente foi consumida o dia anterior.

Devido às limitações técnicas dos equipamentos do laboratório não foi possível cumprir com o intervalo de variação da temperatura de água fria que entra no sistema no

momento que foi realizada a drenagem e nem com o intervalo de variação da vazão volumétrica na descarga. Em consequência do que foi citado, usou-se a norma ISO 9459-2 como uma referência, realizando variações na mesma para a determinação da energia produzida pelo sistema de aquecimento de água.

Na Seção 4.1.1 é feita uma breve descrição do cálculo do desempenho diário do sistema segundo a norma e posteriormente se expõe o procedimento usado neste trabalho com as variações realizadas na metodologia da mesma. Já na Seção 4.1.2 é apresentado o cálculo da energia produzida pelo sistema, sendo que a diferença da norma é efetuada para saber a energia máxima que o sistema pode fornecer por dia sem realizar drenagem da água e sem levar em conta as perdas térmicas noturnas do reservatório. Isto foi feito assim porque o cálculo foi realizado supondo que o sistema de aquecimento inicia à temperatura da água fria todos os dias, ou seja, não terá energia acumulada no reservatório do dia anterior.

O cálculo do coeficiente de perda térmica do reservatório foi realizado seguindo a norma ISO 9459-2, como é descrito na Seção 4.1.3.

#### **4.1.1 Determinação do desempenho diário do sistema**

A determinação do desempenho diário deve ser feita para mínimo seis dias, onde quatro dias de ensaio devem ter valores de  $(T_{a(day)} - T_{main})$  próximos e dois dias com valores de  $(T_{a(day)} - T_{main})$  com 9 °C acima ou abaixo dos valores obtidos nos outros quatro dias, onde  $T_{a(day)}$  é a média da temperatura ambiente durante o dia de teste e  $T_{main}$  corresponde à temperatura de pré-condicionamento do sistema ao início de cada dia, a qual deve ser igual à temperatura da água de entrada durante a drenagem do sistema. Os valores de  $(T_{a(day)} - T_{main})$  devem estar entre -5 °C e +20 °C. Além disso, os valores da irradiação diária global ( $H$ ) no plano do coletor devem estar espalhados entre 8 MJ/m<sup>2</sup> e 25 MJ/m<sup>2</sup>, com pelo menos um dia de teste com irradiação menor que 16 MJ/m<sup>2</sup> e outro com irradiação maior do que 16 MJ/m<sup>2</sup>.

Segundo a norma ISO 9459-2, o desempenho diário é determinado para cada um dos dias de ensaio de acordo com o seguinte procedimento:

- No início do dia o coletor é coberto e o sistema é pré-condicionado à temperatura conhecida  $T_{main}$ . Para pré-condicionar o sistema a água deve ser circulada por meio de uma bomba a uma vazão de pelo menos 600 L/h. O sistema é considerado à temperatura homogênea  $T_{main}$  quando a diferença entre a temperatura da água de

entrada e saída do sistema é menor que 1 °C durante 15 min; para o sistema testado a temperatura de entrada de água corresponde à temperatura da saída da caixa d'água fria ( $T7$ ) e a temperatura de saída à temperatura de consumo ( $T5$ ) como foi mostrado na Figura 3.1;

- Logo depois de homogeneizar o sistema, a bomba é desligada e o coletor descoberto para receber a irradiação durante 12 horas (6 horas antes e depois do meio dia solar);
- Seis horas depois do meio dia solar o coletor é coberto e a água é drenada do reservatório a uma vazão constante de 10 L/min e repostada com água da caixa d'água fria à temperatura  $T_{main}$  definida no início do dia. A drenagem é igual a três vezes o volume do tanque reservatório e se a diferença entre a temperatura da água da drenagem e a temperatura da água que entra no reservatório é maior que 1 °C, a drenagem continua até que a diferença seja menor do que 1 °C.

Durante a drenagem a temperatura da água que entra ao reservatório ( $T_{main}$ ) não pode oscilar mais do que  $\pm 0,25$  °C e não deve se afastar em mais de 0,2 °C. A vazão da drenagem deve ser controlada e mantida a 10 L/min  $\pm 0,83$  L/min.

No decorrer dos testes devem ser realizadas medições da irradiação global ( $H$ ) na inclinação do coletor, irradiação difusa ( $H_d$ ) no plano de inclinação do coletor, da temperatura ambiente  $T_a$ , da temperatura de água fria que entra no sistema  $T_{main}$ , e durante a drenagem a temperatura da água de drenagem ( $T_d$ ) deve ser medida pelo menos a cada 15 segundos e além disso um valor médio da  $T_d$  gravado a cada décima parte do volume do reservatório drenado.

A energia  $Q_i$  contida em cada décima parte do volume do reservatório drenado é calculada por,

$$Q_i = \Delta V_{ti} \rho C_p (T_d(V_{ti}) - T_{main}) \quad (4.1)$$

onde  $T_d(V_{ti})$  é a temperatura média do volume de água drenada ( $\Delta V_{ti}$ ),  $\Delta V_{ti}$  é a décima parte do volume do reservatório drenado,  $\rho$  é a massa específica da água e  $C_p$  é o calor específico da água.

A energia total ( $Q$ ) contida na água quente drenada do reservatório é igual à somatória da energia de cada décima parte do volume de água drenada,

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (4.2)$$

A variação da norma e o procedimento adotado neste trabalho consiste em não realizar drenagem no final de cada dia de testes e calcular o desempenho diário usando o sistema como um calorímetro. Morrison et al. (2004) usou um procedimento similar para determinar o desempenho de um coletor solar acoplado de tubos evacuados, onde utilizou a norma ISO 9459-2, mas sem realizar a drenagem ao final do dia e usando o tanque do coletor como um calorímetro para determinar o ganho de energia diário. No cálculo da energia o autor incluiu toda a massa de água contida no coletor, que no caso do coletor com tanque acoplado corresponde à massa contida no reservatório e nos tubos evacuados.

Para usar o sistema de aquecimento de água como um calorímetro este foi dividido em três diferentes partes: reservatório térmico, coletor solar de tubos evacuados e tubulações de conexão.

O reservatório foi dividido em quatro camadas com sensores de temperatura dispostos na metade de cada uma delas, como se visualiza à esquerda da Figura 4.1. O sensor de temperatura *T9* corresponde à camada 1, o sensor *T10* à camada 2, o sensor *T11* à camada 3 e o sensor *T12* à camada 4, onde o volume de água contida na camada 1 é de 61,9 L, na camada 2 de 66,2 L, na camada 3 de 66 L e na camada 4 de 59,7 L. As alturas correspondentes a cada sensor estão apresentadas na Figura 3.7.

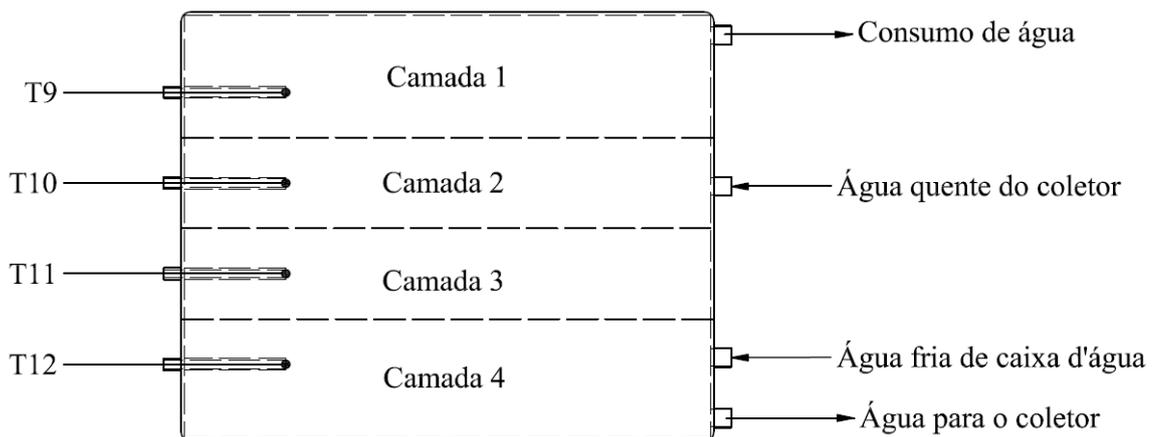


Figura 4.1 – Camadas do tanque reservatório de água quente.

O ganho de energia diário de cada camada é calculado com base no balanço de energia entre o estado final e o estado inicial do reservatório dado pela relação

$$Q_{Ci} = V_{Ci} \rho(T) C_p(T) (T_{fCi} - T_{main}) \quad (4.3)$$

onde  $Q_{Ci}$  corresponde ao ganho de energia diário da camada  $i$ ,  $T_{main}$  corresponde à temperatura homogênea à que inicia o sistema,  $T_{fCi}$  corresponde à temperatura final da camada  $i$ ,  $V_{Ci}$  é o volume de água contido na camada  $i$ ,  $\rho(T)$  é a massa específica da água em função da temperatura, calculada a partir da Equação (3.3), e  $C_p(T)$  é o calor específico da água em função da temperatura, a partir da seguinte relação (citada pela norma brasileira ABNT NBR 15747-2),

$$C_p(T) = Y_0 + Y_1 T + Y_2 T^2 + Y_3 T^3 + Y_4 T^4 + Y_5 T^5 \quad (4.4)$$

Sendo:  $Y_0 = 4,217$ ;  $Y_1 = -3,358 \times 10^{-3}$ ;  $Y_2 = 1,089 \times 10^{-4}$ ;  $Y_3 = -1,675 \times 10^{-6}$ ;  $Y_4 = 1,309 \times 10^{-8}$  e  $Y_5 = -3,884 \times 10^{-11}$ , para um resultado em kJ/kg °C.

A Equação (4.4) é válida para pressões de 100 kPa e temperaturas ( $T$ ) entre 0°C e 99,5°C. É importante ressaltar que a temperatura usada nas Equações (3.3) e (4.4) é uma média entre as temperaturas  $T_{main}$  e  $T_{fCi}$ .

O ganho de energia diário total da água no reservatório ( $Q_R$ ) é igual à somatória do ganho de energia de cada uma das suas camadas, conforme Equação (4.5).

$$Q_R = Q_{C1} + Q_{C2} + Q_{C3} + Q_{C4} \quad (4.5)$$

Para determinar a energia armazenada no coletor desacoplado, este foi dividido em trinta partes iguais onde cada uma corresponde a um tubo evacuado mais uma trigésima parte do cabeçote como é visualizado na Figura 4.2, onde  $T2$  corresponde ao sensor de temperatura de entrada do coletor e  $T3$  ao sensor de temperatura de saída.

O ganho de energia diário de cada trigésima parte do coletor foi determinado realizando um balanço de energia entre o estado inicial e final do mesmo. Devido a que não se encontrou informação do comportamento da temperatura da água no interior do cabeçote de um coletor tubular, com extração de calor por transferência direta, neste trabalho foi usada a suposição que o aumento de temperatura da água no interior do mesmo é linear, por isso a temperatura final para cada trigésima parte ( $T_{f pi}$ ) foi determinada como a soma da temperatura de entrada de cada parte mais o incremento de temperatura como se apresenta na

Equação (4.6). O incremento de temperatura no estado final foi calculado como a soma da temperatura de entrada ( $T_2$ ) e temperatura de saída ( $T_3$ ) do coletor dividido entre trinta.

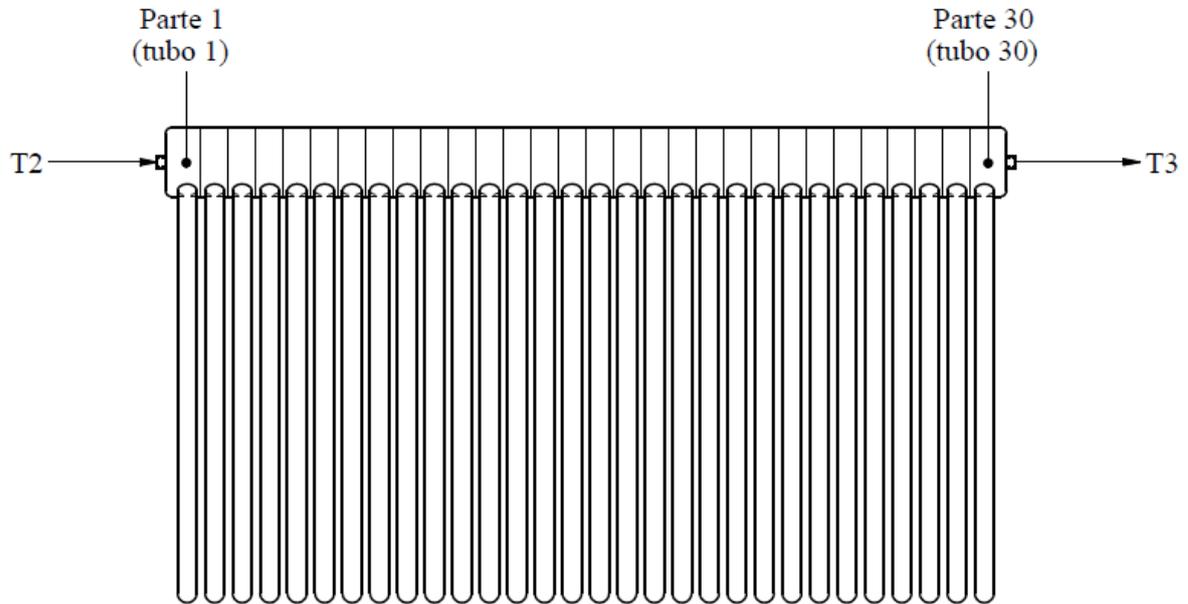


Figura 4.2 – Divisão do coletor solar desacoplado para determinar o ganho de energia diário.

$$T_{fPi} = T_{fP(i-1)} + \frac{T_2 + T_3}{30} \quad (4.6)$$

onde  $T_{fPi}$  é a temperatura no estado final da parte  $i$  e  $T_{fP(i-1)}$  é a temperatura no estado final da parte  $(i-1)$ .

Para a parte 1 do coletor solar, a temperatura no estado final é  $T_{fP1}$  e a temperatura no estado anterior é  $T_{fP(i-1)}$ , a qual corresponde à temperatura de entrada no coletor ( $T_2$ ), como se visualiza na Figura 4.3.

O balanço de energia para cada uma das partes em que foi dividido o coletor foi calculado pela Equação (4.7).

$$Q_{Pi} = V_{Pi} \rho(T) C_p(T) (T_{fPi} - T_{main}) \quad (4.7)$$

onde  $Q_{Pi}$  corresponde ao ganho de energia diário da parte  $i$  do coletor,  $T_{fPi}$  corresponde à temperatura final da parte  $i$  e  $V_{Pi}$  é o volume de água da parte  $i$ . As outras variáveis foram definidas com anterioridade.

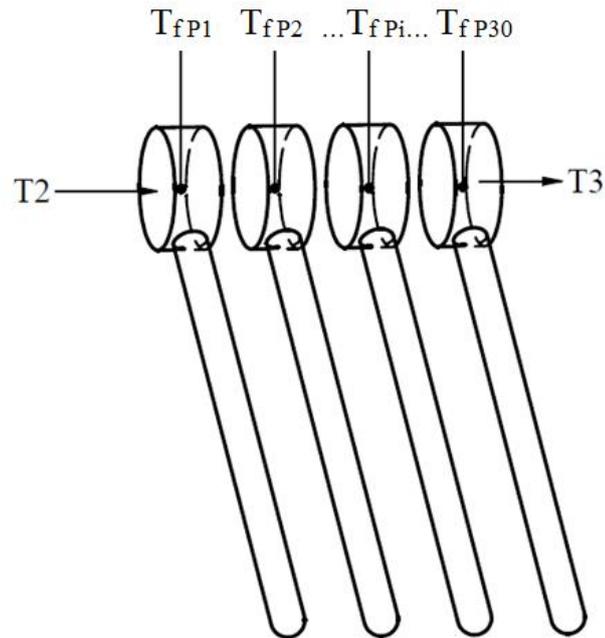


Figura 4.3 – Temperatura no estado final das divisões do coletor solar.

O ganho de energia total diário do coletor solar  $Q_{CS}$  é igual à somatória do ganho de energia das trinta partes em que foi dividido,

$$Q_{CS} = \sum_{i=1}^{n=30} Q_{Pi} \quad (4.7)$$

As tubulações se dividem em dois trajetos que ligam o reservatório com o coletor. O trajeto 1 se encontra entre a saída do coletor e a entrada do reservatório e o trajeto 2 entre a saída do reservatório para o coletor e a entrada do coletor. Na Figura 3.1 o trajeto 1 corresponde à cor vermelha e o trajeto 2 à cor azul. As temperaturas de entrada e saída do coletor correspondem, respectivamente, aos sensores  $T2$  e  $T3$  e as temperaturas de entrada e saída do reservatório aos sensores  $T4$  e  $T1$ , respectivamente. O ganho de energia diária das tubulações de conexão foi determinado realizando o balanço de energia entre o estado inicial e o estado final da água nas tubulações, onde a temperatura final de cada trajeto foi estimada como a média entre as temperaturas de entrada e saída no estado final, como é apresentado nas Equações (4.8) e (4.9).

$$Q_{TC1} = V_{TC1} \rho(T) C_p(T) \left( \frac{T^3 + T^4}{2} - T_{main} \right) \quad (4.8)$$

$$Q_{TC2} = V_{TC2} \rho(T) C_p(T) \left( \frac{T^1 + T^2}{2} - T_{main} \right) \quad (4.9)$$

onde  $Q_{TC1}$  e  $Q_{TC2}$  correspondem respectivamente ao ganho de energia diário do trajeto um e dois das tubulações de conexão,  $V_{TC1}$  e  $V_{TC2}$  são, respectivamente, o volume de água no tramo um e dois.

No cálculo do ganho da energia diária não foi levada em conta a energia acumulada nos materiais do sistema, ou seja, a energia acumulada no aço inoxidável do tanque reservatório, nas tubulações de polipropileno e no vidro dos tubos evacuados. O ganho de energia diário nos materiais foi determinado da mesma forma do que o ganho de energia diário do sistema, descrito nesta Seção, onde a energia acumulada nos materiais não representa uma quantidade significativa (em torno de 2,1% e 2,8% do ganho de energia total do sistema) e não seria útil como é a energia contida na água.

Portanto, o ganho diário de energia do sistema de aquecimento de água ( $Q_s$ ) é calculado como a soma do ganho de energia no reservatório de água, no coletor desacoplado e nas tubulações de conexão,

$$Q_s = Q_R + Q_{SC} + Q_{TC1} + Q_{TC2} \quad (4.10)$$

A precisão nos instrumentos de medida exigida pela norma ISO 9459-2 é apresentada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Precisão dos instrumentos de medida segundo a norma ISO 9459-2.

<b>Parâmetro</b>	<b>Precisão do instrumento</b>
Temperatura ambiente	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Temperatura de água fria ( $T_{main}$ )	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
Vazão volumétrica	$\pm 1\%$
Irradiância	Piranômetro de primeira classe segundo ISO 9060

Como foram apresentados no Capítulo 3, todos os instrumentos de medida usados neste trabalho estão dentro das precisões exigidas pela norma.

#### 4.1.2 Cálculo da energia produzida pelo sistema de aquecimento de água

O cálculo da energia diária produzida pelo sistema é determinada usando como referência a norma ISO 9459-2, pois este é realizado para saber a energia que pode armazenar o sistema a cada dia ao longo do ano sem realizar a drenagem da água e sem levar em conta as perdas térmicas noturnas do reservatório. Isto é possível supondo que a água do sistema de aquecimento inicia todos os dias à temperatura da água fria e portanto não haverá acumulação de energia.

A energia diária produzida ( $Q_D$ ) no sistema é determinada como uma função da irradiação diária global  $H$  no plano do coletor e a diferença entre a temperatura ambiente ( $T_{a(day)}$ ) e a temperatura de água fria ao início de cada dia ( $T_{main}$ ),

$$Q_D = a_1 H + a_2 (T_{a(day)} - T_{main}) + a_3 \quad (4.11)$$

onde  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  são calculadas mediante o método de ajuste de mínimos quadrados dos valores obtidos nos seis dias de testes da determinação do desempenho diário do sistema. Conhecendo os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  é possível calcular  $Q_D$  de um sistema de aquecimento de água para diferentes combinações de  $H$ ,  $T_{a(day)}$  e  $T_{main}$ .

A energia diária produzida pelo sistema de aquecimento de água é calculada usando a Equação (4.11) e a informação climática de Porto Alegre obtida do programa RADIASOL 2, desenvolvido pelo LABSOL. Os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  são determinados para cada sistema, em circulação natural e forçada.

#### 4.1.3 Determinação do coeficiente de perda térmica do reservatório

O coeficiente de perdas térmicas do reservatório é determinado de acordo com o seguinte procedimento:

- Circula-se água acima de 60°C no tanque reservatório com uma vazão de pelo menos cinco vezes o volume do reservatório por hora. A temperatura é considerada uniforme quando a diferença entre a temperatura da entrada e saída do reservatório é menor que 1°C durante 15 minutos. A temperatura média desses 15 minutos é estabelecida como a temperatura inicial da água no reservatório;

- A bomba é desligada e o reservatório se deixa esfriar durante um período entre 12 e 24 horas;
- A temperatura na proximidade do reservatório deve ser medida cada hora durante o período do teste;
- No final do teste a água do reservatório é circulada até atingir uma temperatura uniforme. A temperatura é considerada uniforme quando a diferença entre a temperatura de entrada e saída do reservatório é menor que 1°C durante 15 minutos, estabelecendo como temperatura final do teste a média da temperatura durante esses 15 minutos.

Devem ser realizados dois testes para determinar as perdas térmicas do reservatório, um com o coletor desligado do reservatório e outro com o coletor ligado. Isso permite saber se o sistema de aquecimento de água tem vazão reversa.

O teste com o coletor ligado deve ser realizado durante a noite, com céu limpo e seguindo o procedimento anteriormente especificado.

O coeficiente de perda de calor do tanque reservatório ( $U_R$ ) é calculado pela seguinte relação

$$U_R = \frac{\rho(T)C_p(T)V_t}{\Delta t} \ln \left[ \frac{T_i - T_{as(av)}}{T_f - T_{as(av)}} \right] \quad (4.12)$$

onde  $V_t$  é o volume do tanque reservatório,  $\Delta t$  é o tempo de esfriamento em segundos,  $T_i$  é a temperatura inicial da água,  $T_f$  é a temperatura final da água e  $T_{as(av)}$  é a temperatura média adjacente ao tanque reservatório. As outras variáveis foram definidas com anterioridade.

## 5 RESULTADOS

A seguir, na Seção 5.1, são apresentados os resultados dos procedimentos descritos no Capítulo 4, onde são comparados os sistemas de aquecimento de água ativo (forçado) e passivo (termossifão) que trabalham com um coletor solar de aquecimento de água por meio de tubos evacuados. Na Seção 5.2 se visualizam os resultados da determinação do coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório do sistema de aquecimento de água; já na Seção 5.3 são apresentadas as medições da vazão por termossifão entre o coletor e o tanque reservatório em diferentes condições de irradiância e temperatura de entrada ao coletor solar.

### 5.1 Comparação entre o sistema de aquecimento de água passivo e ativo

De acordo com os procedimentos descritos na Seção 4.1.1 foram realizados os testes para determinar o desempenho diário do sistema de aquecimento de água trabalhando com circulação forçada e com circulação por termossifão.

A Tabela 5.1 mostra os dados obtidos para os testes realizados com o sistema trabalhando em circulação por termossifão. Na Tabela 5.2 visualizam-se os dados para o sistema trabalhando em circulação forçada. Em cada uma das tabelas são exibidos sete dias de teste com suas datas, a irradiação diária global ( $H$ ) no plano do coletor, a irradiação diária direta ( $H_B$ ) no plano do coletor, a temperatura média do ambiente durante o teste ( $T_{a(day)}$ ), a temperatura da água ao início do dia (de homogeneização do sistema) ( $T_{main}$ ), o ganho de energia diário no reservatório ( $Q_R$ ), o ganho de energia diário no coletor solar ( $Q_{sc}$ ), o ganho de energia diário nas conexões hidráulicas  $Q_{TC1}$  e  $Q_{TC2}$  e o ganho de energia total no sistema ( $Q_S$ ).

A partir destes resultados são calculados os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  da Equação (4.11), através do método de ajuste de mínimos quadrados.

Então os coeficientes para o sistema com circulação por termossifão são:  $a_1 = 2,21$  [ $m^2$ ];  $a_2 = 0,47$  [ $MJ/^\circ C$ ] e  $a_3 = -2,93$  [ $MJ$ ].

Para o sistema com circulação forçada foram obtidos os valores:  $a_1 = 2,10$  [ $m^2$ ];  $a_2 = 0,40$  [ $MJ/^\circ C$ ] e  $a_3 = -1,58$  [ $MJ$ ].

Tabela 5.1 – Resultados dos testes do sistema de aquecimento com circulação por termossifão.

Data	H (MJ/m <sup>2</sup> )	H <sub>B</sub> (MJ/m <sup>2</sup> )	T <sub>a</sub> (day) (°C)	T <sub>main</sub> (°C)	Q <sub>R</sub> (MJ)	Q <sub>CS</sub> (MJ)	Q <sub>TC1+Q<sub>TC2</sub></sub> (MJ)	Q <sub>S</sub> (MJ)
23/09/2014	23,36	19,80	26,06	19,04	41,57	9,99	0,41	51,97
24/09/2014	7,94	0,03	21,65	19,75	11,57	4,01	0,15	15,72
25/09/2014	23,71	20,87	25,98	19,53	42,84	9,26	0,43	52,53
29/09/2014	6,91	0,16	22,85	20,79	8,94	4,27	0,14	13,35
03/10/2014	18,05	9,00	20,99	19,47	30,83	7,33	0,27	38,44
08/10/2014	22,35	19,13	29,86	20,20	41,05	9,40	0,39	50,83
09/10/2014	9,62	1,73	27,50	32,31	12,12	3,42	0,11	15,65

Tabela 5.2 – Resultados dos testes do sistema de aquecimento com circulação forçada.

Data	H (MJ/m <sup>2</sup> )	H <sub>B</sub> (MJ/m <sup>2</sup> )	T <sub>a</sub> (day) (°C)	T <sub>main</sub> (°C)	Q <sub>R</sub> (MJ)	Q <sub>CS</sub> (MJ)	Q <sub>TC1+Q<sub>TC2</sub></sub> (MJ)	Q <sub>S</sub> (MJ)
10/10/2014	11,38	3,43	26,85	29,48	17,05	4,60	0,23	21,89
21/10/2014	22,08	18,35	24,76	20,14	34,98	10,52	0,56	46,06
22/10/2014	23,01	21,37	26,69	20,10	37,01	11,91	0,58	49,50
23/10/2014	22,56	19,97	28,58	20,21	37,03	10,93	0,58	48,55
24/10/2014	17,18	8,25	27,02	20,78	28,59	9,32	0,45	38,36
29/10/2014	21,06	16,73	35,22	22,50	35,33	11,82	0,57	47,72
30/10/2014	7,20	0,78	23,16	23,47	9,26	3,10	0,14	12,50

Com a Equação (4.11) e os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  foram construídas as Figuras 5.1 e 5.2, onde é possível conhecer a produção de energia diária ( $Q_D$ ) de cada sistema de aquecimento de água para quatro diferentes valores de diferença de temperatura, entre  $T_{a(day)}$  e  $T_{main}$ , e diferentes valores de  $H$ . Os valores de  $(T_{a(day)} - T_{main})$  são os sugeridos pela norma ISO 9459-2. A Figura 5.1 corresponde ao sistema por circulação natural e a Figura 5.2 ao sistema com circulação forçada.

Baseado nos resultados das Figuras 5.1 e 5.2, é possível fazer uma comparação inicial dos sistemas de aquecimento de água por meio de um coletor de tubos evacuados, como se observa na Figura 5.3, onde é comparada  $Q_D$  para ambos os sistemas, ativo (forçada) e passivo (termossifão), para diferentes valores de  $H$  e as diferenças de temperatura  $(T_{a(day)} - T_{main})$ , de 10°C e -10°C.

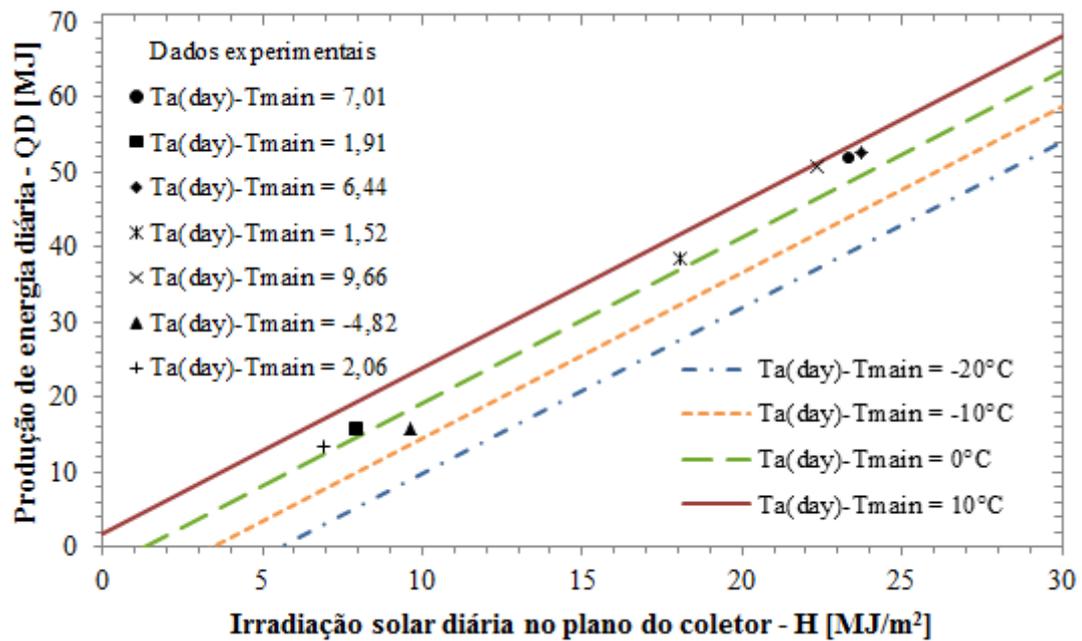


Figura 5.1 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação em termosifão em função da irradiação solar diária.

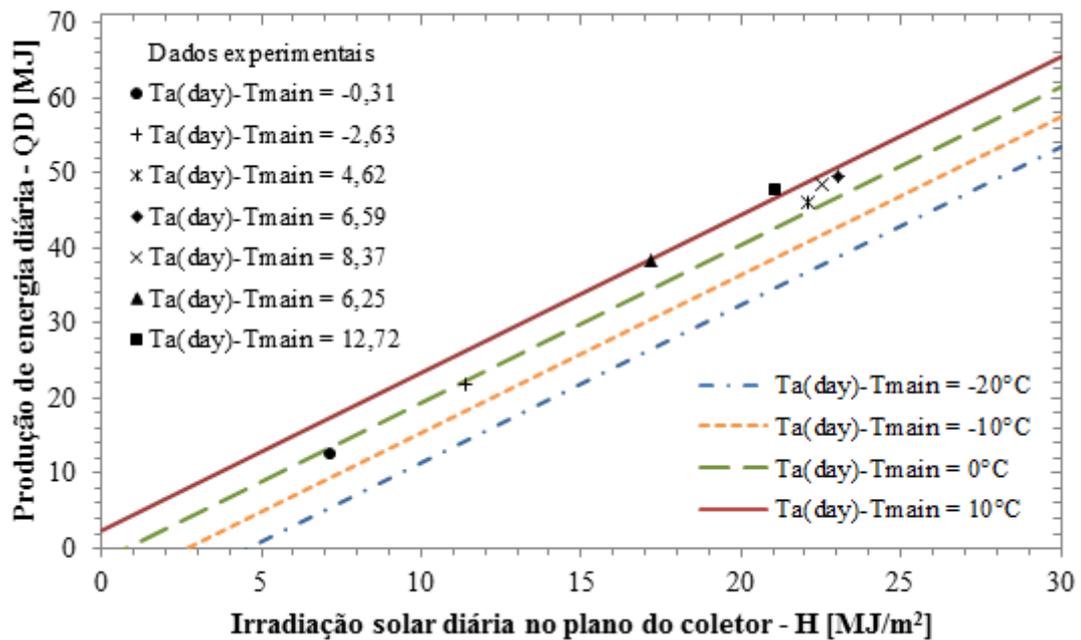


Figura 5.2 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação forçada em função da irradiação solar diária.

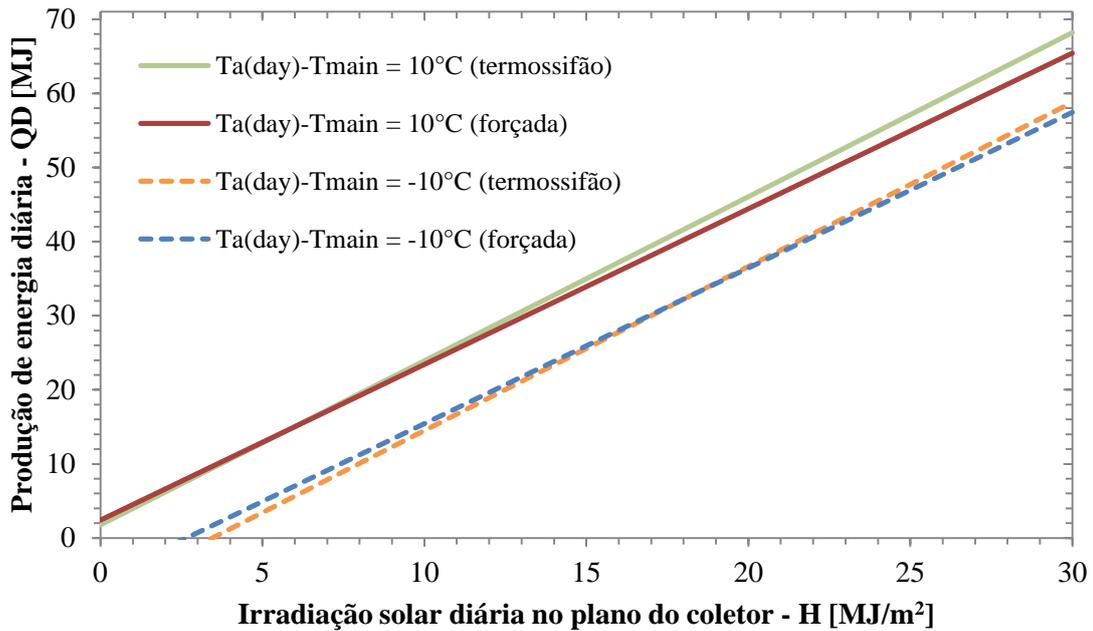


Figura 5.3 – Energia diária produzida pelo sistema com circulação forçada e circulação em terrossifão em função da irradiação solar diária e valores de  $(T_{a(\text{day})} - T_{\text{main}})$  de  $10^{\circ}\text{C}$  e  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Da Figura 5.3 é possível perceber que, para baixos valores de  $H$ , o sistema de aquecimento de água com coletor de tubos evacuados com circulação forçada tem melhor comportamento do que o sistema com circulação em terrossifão, mas para altos valores de  $H$  o sistema em terrossifão tem maior produção de energia do que o sistema forçado.

Para determinar a energia que o sistema de aquecimento pode produzir durante o ano precisam-se dos dados climáticos da cidade onde ele foi instalado. Para isso foi usado o programa RADIASOL 2 que permite sintetizar dados de irradiação solar em superfícies inclinadas mediante o banco de dados climáticos incorporados no software.

Na Figura 5.4 é apresentada a irradiação solar diária no plano inclinado de  $45^{\circ}$  para os dias do ano da cidade de Porto Alegre no estado de Rio Grande do Sul.

A Figura 5.5 apresenta as temperaturas diárias médias ( $T_{a(\text{day})}$ ) para os diferentes dias do ano e as temperaturas da água ao início do dia ( $T_{\text{main}}$ ) para a cidade de Porto Alegre. Por dificuldades para obter os dados da temperatura da água de Porto Alegre, foi usada a temperatura de bulbo úmido médio diário como temperatura  $T_{\text{main}}$ .

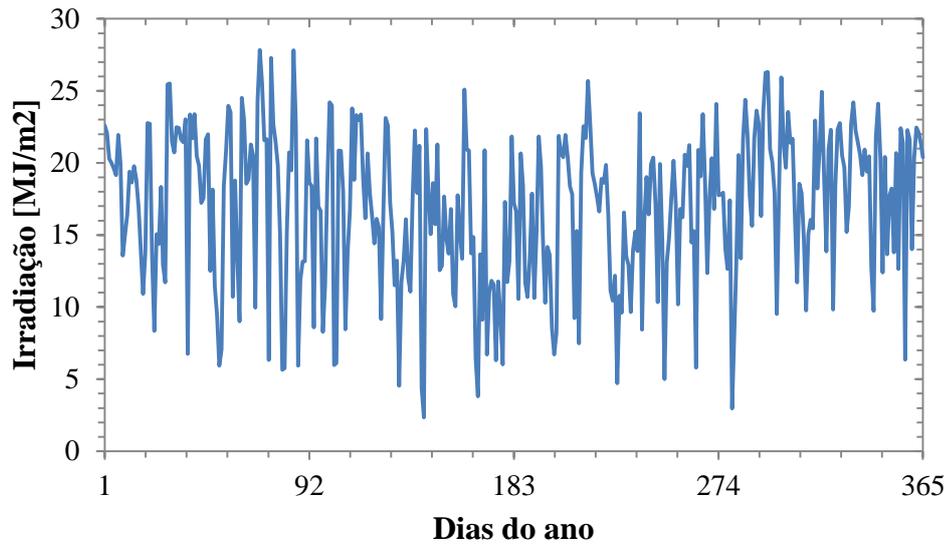


Figura 5.4 – Irradiação solar diária no plano inclinado a 45° durante um ano típico, segundo obtido no programa RADIASOL 2.

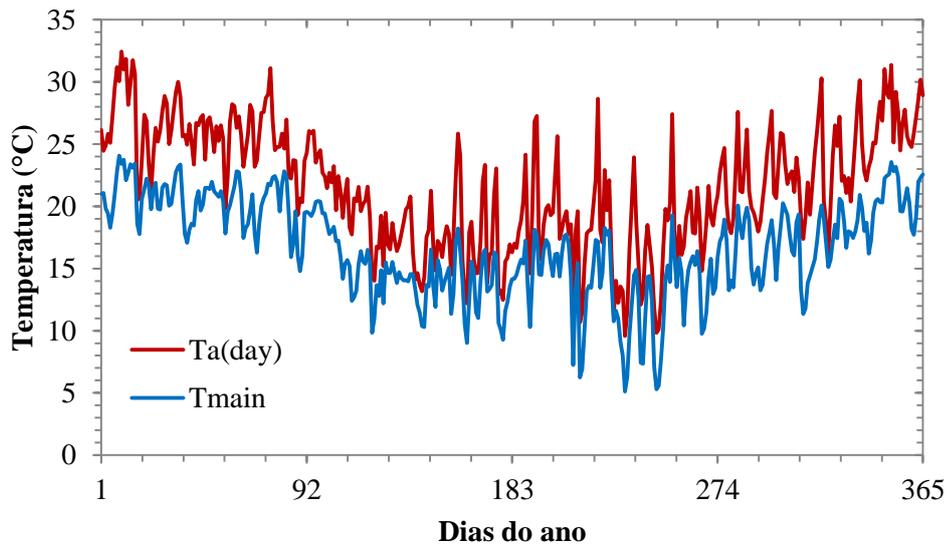


Figura 5.5 – Temperatura diária média do ambiente  $T_a(\text{day})$  e temperatura da água ao início do dia  $T_{\text{main}}$  durante um ano típico, segundo obtido no programa RADIASOL 2.

Com os dados meteorológicos da cidade de Porto Alegre, os coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$  e  $a_3$  para cada caso e a Equação (4.11) é possível determinar a energia anual produzida pelo sistema de aquecimento de água. Na Figura 5.6 é apresentada a produção de energia mensal para o sistema de aquecimento de água com circulação por termossifão e circulação forçada respectivamente.

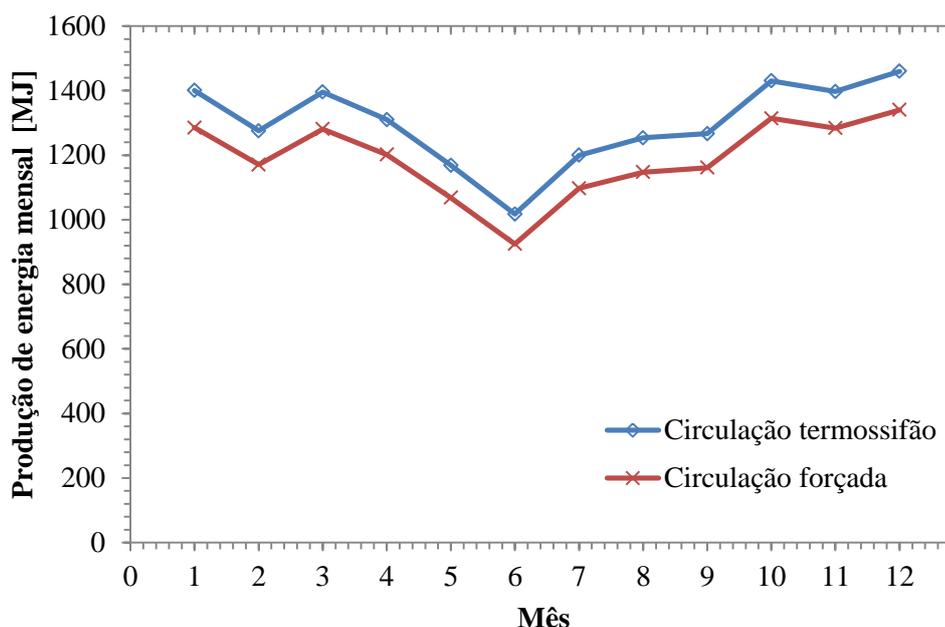


Figura 5.6 – Produção de energia mensal do sistema de aquecimento de água por meio do coletor solar de tubos evacuados trabalhando em circulação por termossifão e circulação forçada.

Na Tabela 5.3 são apresentados os valores da produção mensal de energia para cada tipo de circulação e da mesma forma o valor anual.

Como se visualiza na Figura 5.6 e na Tabela 5.3, os valores da energia produzida pelo sistema de aquecimento de água trabalhando em circulação por termossifão estão acima dos valores do sistema em circulação forçada, tendo uma diferença na produção anual aproximada de 1300 MJ, ou seja uma diferença relativa de 8,3%.

Os testes em circulação forçada foram realizados com a vazão da norma brasileira ABNT NBR 15747-2, que corresponde a 0,02 kg/s por m<sup>2</sup> de abertura do coletor solar. Para a área de abertura do coletor solar testado, de 2,8 m<sup>2</sup>, isto representa uma vazão mássica de 0,056 kg/s, ou seja, uma vazão volumétrica de 3,4 L/min.

Os resultados apresentados na Figura 5.6 e na Tabela 5.3, indicam que a vazão volumétrica usada nos testes em circulação forçada pode não ser a mais adequada para este tipo de coletores solares.

Tabela 5.3 – Produção de energia do sistema de aquecimento de água.

<b>Produção de energia mensal (MJ)</b>		
<b>Mês</b>	<b>Circulação em termossifão</b>	<b>Circulação forçada</b>
1	1400,76	1285,47
2	1275,48	1170,91
3	1395,63	1280,88
4	1310,10	1202,06
5	1168,75	1068,41
6	1017,37	925,29
7	1200,08	1097,36
8	1253,96	1147,54
9	1266,84	1161,17
10	1430,36	1313,99
11	1397,28	1284,08
12	1459,79	1340,54
<b>Energia produzida no ano (MJ)</b>	15576,40	14277,71

Para observar melhor o comportamento do sistema em cada um dos tipos de circulação, foram comparados dois dias de teste com valores próximos de  $H$ , de  $H_B$ , de  $T_{main}$  e  $T_{a(day)}$ ; onde um dia de teste corresponde ao sistema trabalhando em circulação forçada e o outro em circulação por termossifão.

A Tabela 5.4 apresenta os dois dias a serem comparados, onde se visualiza que a energia diária armazenada no reservatório ( $Q_R$ ) é a energia mais representativa, sendo maior no sistema com circulação natural.

Tabela 5.4 – Dias de testes comparados para cada tipo de circulação.

<b>Sistema</b>	<b>Data</b>	<b>H (MJ/m<sup>2</sup>)</b>	<b>H<sub>B</sub> (MJ/m<sup>2</sup>)</b>	<b>T<sub>a(day)</sub> (°C)</b>	<b>T<sub>main</sub> (°C)</b>	<b>Q<sub>R</sub> (MJ)</b>	<b>Q<sub>CS</sub> (MJ)</b>	<b>Q<sub>TC1</sub>+Q<sub>TC2</sub> (MJ)</b>	<b>Q<sub>S</sub> (MJ)</b>
Forçado	23/10/2014	22,56	19,97	28,58	20,21	37,03	10,93	0,58	48,55
Termossifão	08/10/2014	22,35	19,13	29,86	20,20	41,05	9,40	0,39	50,83

A partir dos dados obtidos nos dois dias apresentados, foram elaboradas as Figuras 5.7 e 5.8. Na Figura 5.7 é realizada a comparação da temperatura de entrada e saída da água no cabeçote do coletor solar de tubos evacuados quando trabalha com circulação forçada e com

circulação em termossifão. A temperatura de entrada corresponde ao sensor de temperatura  $T2$  e a temperatura de saída ao sensor de temperatura  $T3$ , como foi mostrado na Figura 3.1. Da Figura 5.7 é possível visualizar que a temperatura na saída  $T3$  do cabeçote do sistema com circulação em termossifão tem um comportamento parabólico que atinge a temperatura máxima aproximada de  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$  perto do meio dia, e a temperatura na entrada  $T2$  permanece quase constante durante o dia, onde antes das 9h incrementa até o escoamento por termossifão ser suficiente para remover o calor do cabeçote e manter a temperatura na entrada quase constante até o final da tarde quando a irradiância cai e a vazão diminui, aumentando de novo a temperatura. A temperatura na entrada aumenta porque a velocidade de escoamento é quase nula, fazendo que a difusão de calor seja mais importante do que a advecção, ocorrendo a troca de calor entre a água quente que sai dos tubos evacuados e fica no interior do cabeçote, e a água que fica na tubulação de entrada do mesmo. No sistema com circulação forçada, a temperatura de entrada e saída do cabeçote, sensor  $T2$  e  $T3$  respectivamente, tem comportamento semelhante a uma linha reta com inclinação positiva, onde a temperatura de entrada aumenta com o aumento da temperatura na saída, fazendo que a diferença entre as duas não seja maior do que  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$  durante o dia; nesse caso a temperatura de saída do cabeçote do coletor alcança valores máximos de  $56\text{ }^{\circ}\text{C}$  quase no final do dia.

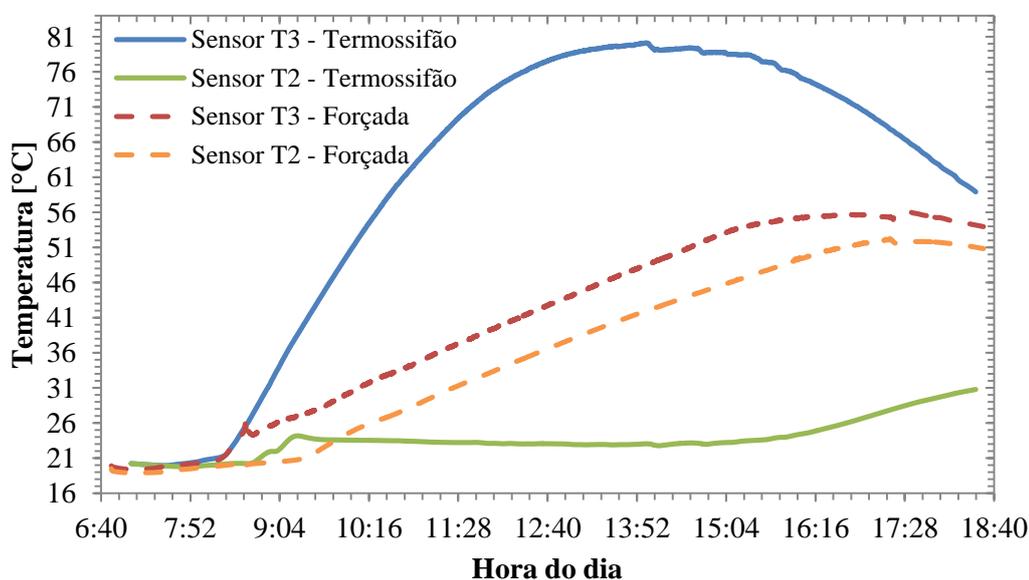


Figura 5.7 – Temperatura de entrada  $T2$  e saída  $T3$  do cabeçote do coletor solar desacoplado para circulação por termossifão e circulação forçada.

Na Figura 5.8 são comparadas as temperaturas das camadas de água no interior do tanque reservatório para o sistema de aquecimento configurado para operar tanto em circulação por termossifão como circulação forçada. A temperatura da camada 1 corresponde ao sensor de temperatura *T9*, a temperatura da camada 2 ao sensor de temperatura *T10*, a temperatura da camada 3 ao sensor de temperatura *T11* e a temperatura da camada 4 ao sensor de temperatura *T12*, como foi apresentado na Figura 4.1.

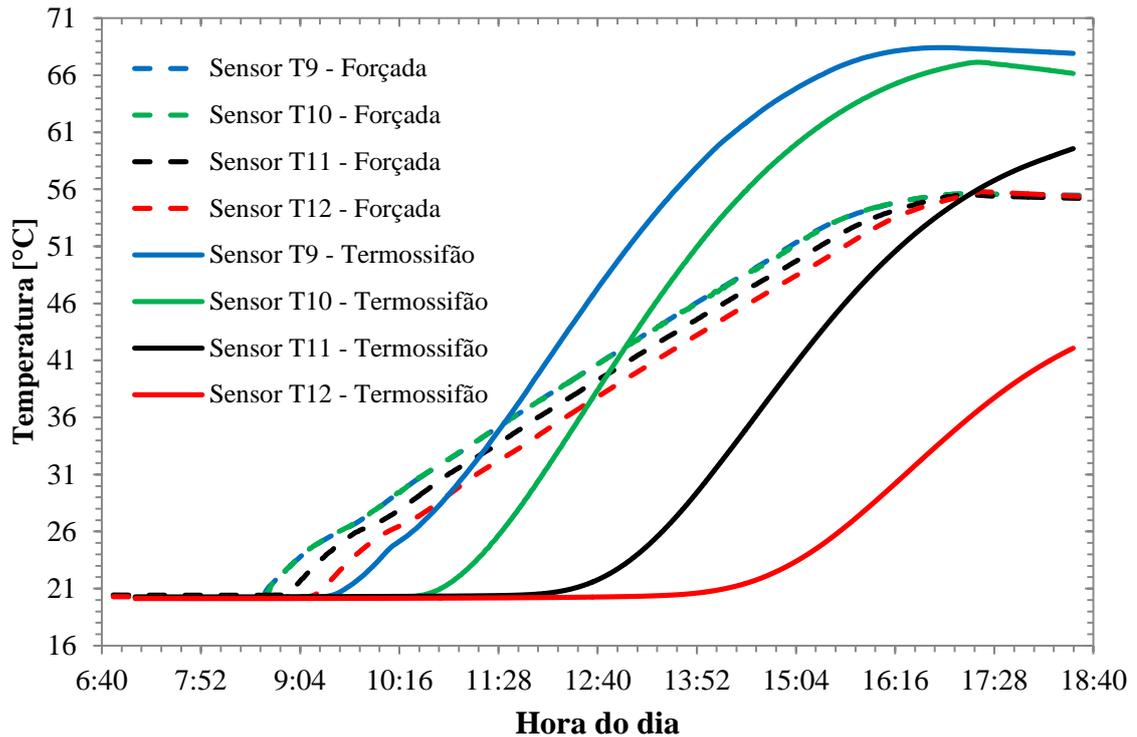


Figura 5.8 – Temperatura das camadas do tanque reservatório no sistema de aquecimento operando com circulação por termossifão e circulação forçada.

Da Figura 5.8 é possível observar que, quando o sistema trabalha em circulação por termossifão, a temperatura dentro do reservatório é mais estratificada, e além disso, maior do que as temperaturas no interior do mesmo, comparada com o sistema em circulação forçada.

Ainda que o sistema configurado para operar com circulação forçada alcance no reservatório uma temperatura da água mais uniforme e seja igual à máxima temperatura atingida pelo coletor, a energia produzida ao final do dia é menor do que o sistema trabalhando com circulação por termossifão. Pode-se evidenciar esta menor produção na temperatura final do tanque reservatório, onde a maior parte do volume da água se encontra a

uma temperatura menor do que a temperatura da água alcançada pelo sistema em circulação natural.

No trabalho prévio realizado por Harding e Zhiqiang (1985), onde foi estudado o coletor solar de tubos evacuados de extração de calor por transferência direta operando em termossifão, observou-se que a vazão de termossifão depende do percurso das tubulações entre o cabeçote e o tanque reservatório; também foi observado que, quanto maior for a temperatura de entrada no cabeçote, maior será a vazão. No mesmo trabalho chegou-se a uma primeira aproximação, onde, para este tipo de coletor, os efeitos de empuxo no interior dos tubos evacuados, responsáveis da transferência de calor para o cabeçote, não contribuem na vazão em termossifão entre o cabeçote e o tanque reservatório; mas a eficiência desses efeitos de empuxo na transferência de calor depende da inclinação do coletor.

Shah e Furbo (2007) estudaram o comportamento do coletor solar de tubos evacuados, com extração de calor por transferência direta, através de simulações numéricas. A configuração do coletor solar estudado por eles consistiu de um cabeçote vertical com tubos horizontais, o qual foi analisado para diferentes vazões de entrada no cabeçote e diferentes comprimentos de tubos, chegando à conclusão que a vazão dentro do tubo evacuado não é afetada pela vazão no cabeçote. As vazões ótimas na entrada do cabeçote por eles determinadas encontram-se entre 0,4 kg/min e 1 kg/min, ou seja, entre 0,0067 kg/s e 0,016 kg/s. Essas vazões são menores do que a sugerida pela norma brasileira ABNT NBR 15742-2 (2009) e usada nesta dissertação (0,056 kg/s).

## **5.2 Coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório**

O coeficiente de perdas térmicas foi determinado seguindo os procedimentos apresentados na seção 4.1.3, onde foi realizado um teste com o coletor solar de tubos evacuados desligado do tanque reservatório, o qual é apresentado na Tabela 5.5.

Não foi necessário fazer o segundo teste com o coletor ligado ao reservatório, tendo em vista que este apenas é necessário para corroborar se no sistema de aquecimento ocorre escoamento reverso durante a noite, o qual não aconteceu. Isso foi verificado com o sensor de vazão *SI*, instalado entre o coletor e o tanque reservatório, dado que este pode medir o escoamento reverso (dentro da resolução de 26 mL/min), o qual não foi observado durante a noite.

Tabela 5.5 – Coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório.

Volume do tanque reservatório	253,8 L
Temperatura inicial no reservatório	82,54 °C
Temperatura final no reservatório	75,70 °C
Temperatura média adjacente ao tanque reservatório	30,74 °C
Duração do teste	40080 s
Coeficiente de perda de calor do tanque reservatório $U_R$ , calculado a partir da equação (4.12)	$(3,60 \pm 0,05) \text{ W/K}$

### 5.3 Medições da vazão por termossifão

As medições da vazão com o sistema configurado para operar por termossifão foram realizadas por meio do sensor  $SI$ , instalado entre o coletor e o tanque reservatório.

Durante o processo de aquisição de dados foi detectado um problema no sistema de aquecimento, o qual foi claramente evidenciado nas medições da vazão por termossifão. A Figura 5.9 apresenta a vazão por termossifão, a irradiância incidente no coletor e a temperatura de entrada e saída do coletor para três dias de medições do sistema de aquecimento de água com problema de estagnação na tubulação que liga a saída do coletor com a entrada ao reservatório. O ponto de estagnação estava localizado na entrada do reservatório, onde a tubulação se encontrava a uma altura um pouco maior do que o ponto de ingresso.

Como é observado na Figura 5.9 o ponto de estagnação não permitia escoar a água, fazendo com que a mesma fervesse, atingindo temperaturas acima de 100°C na saída do coletor e gerando bolhas de vapor, originando problemas nas medições do sensor de vazão.

Depois da identificação do problema, o mesmo foi corrigido, e foi evidenciada a dependência da vazão por termossifão do sistema de conexões, onde as inclinações das tubulações devem ser contínuas evitando elevações bruscas.

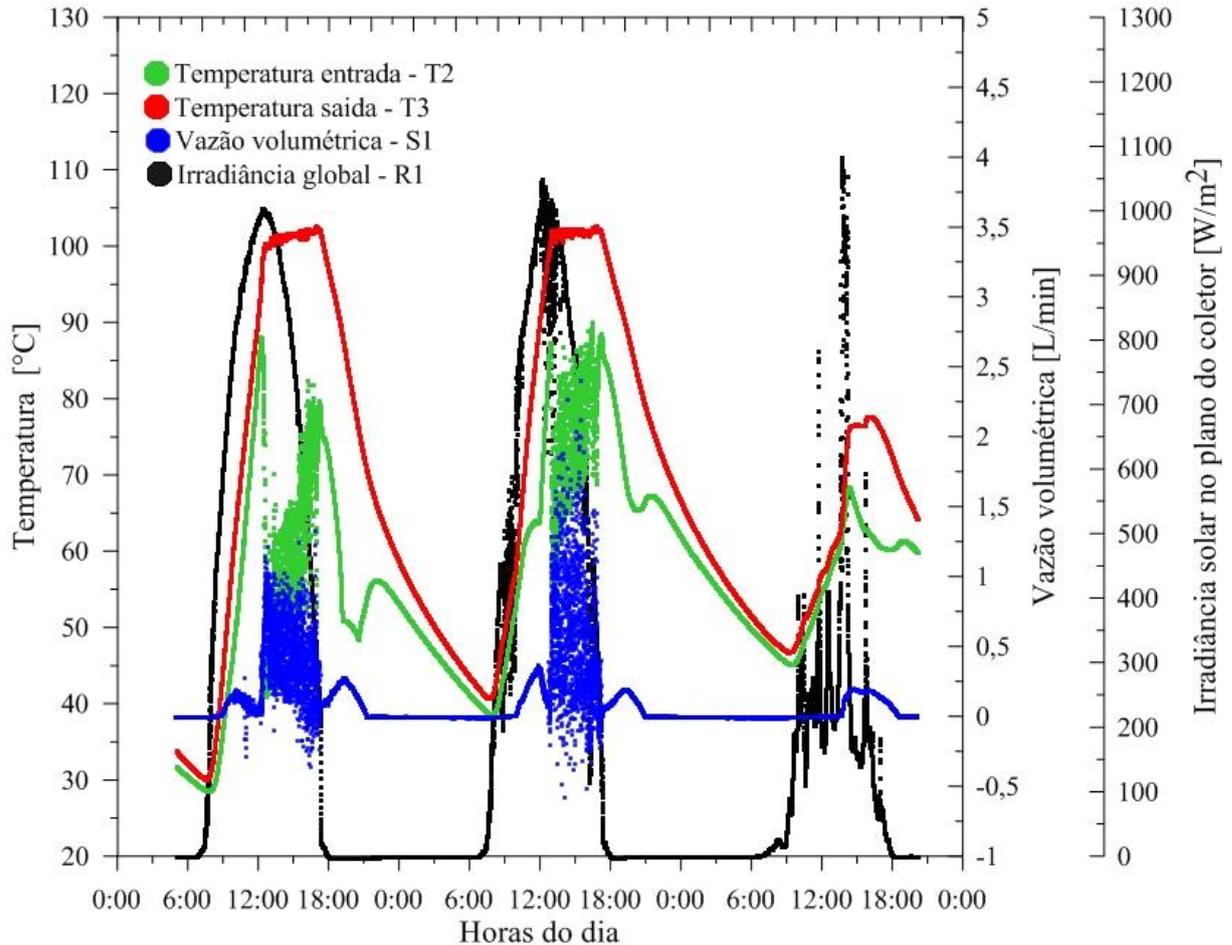


Figura 5.9 – Comportamento da vazão por termossifão para os dias 14-16/08/2014, para o sistema com um ponto de estagnação.

A Figura 5.10 apresenta as medições da vazão volumétrica por termossifão depois de feitas as correções no sistema de aquecimento, onde se visualiza que a vazão alcança valores máximos de  $(0,4 \pm 0,021)$  L/min para o primeiro dia, e de  $(0,5 \pm 0,021)$  L/min para os outros dois dias. Também é observado que a vazão volumétrica tem o mesmo comportamento da irradiância incidente, aumentando o escoamento com o aumento da radiação e diminuindo com seu decremento. De igual forma é possível visualizar que a temperatura máxima de saída do coletor aumenta para cada dia, e o mesmo ocorre para a temperatura de entrada, mas a vazão volumétrica máxima continua sendo próxima nos três dias. Isto pode ser indicação de que para este sistema de aquecimento o que limita a vazão volumétrica por termossifão é a diferença de alturas das conexões hidráulicas. Para chegar com mais segurança a esta conclusão deveriam ser realizados estudos enfocados nesse ponto do sistema. Huang (1989),

apud Siqueira (2003), encontrou que a vazão mássica por termosifão em sistemas de aquecimento de água trabalhando com coletores solares planos poderia aumentar com o aumento da distância vertical entre o topo do arranjo de coletores solares e a base do reservatório térmico, além de verificar que a vazão mássica aumenta com a redução das perdas por atrito.

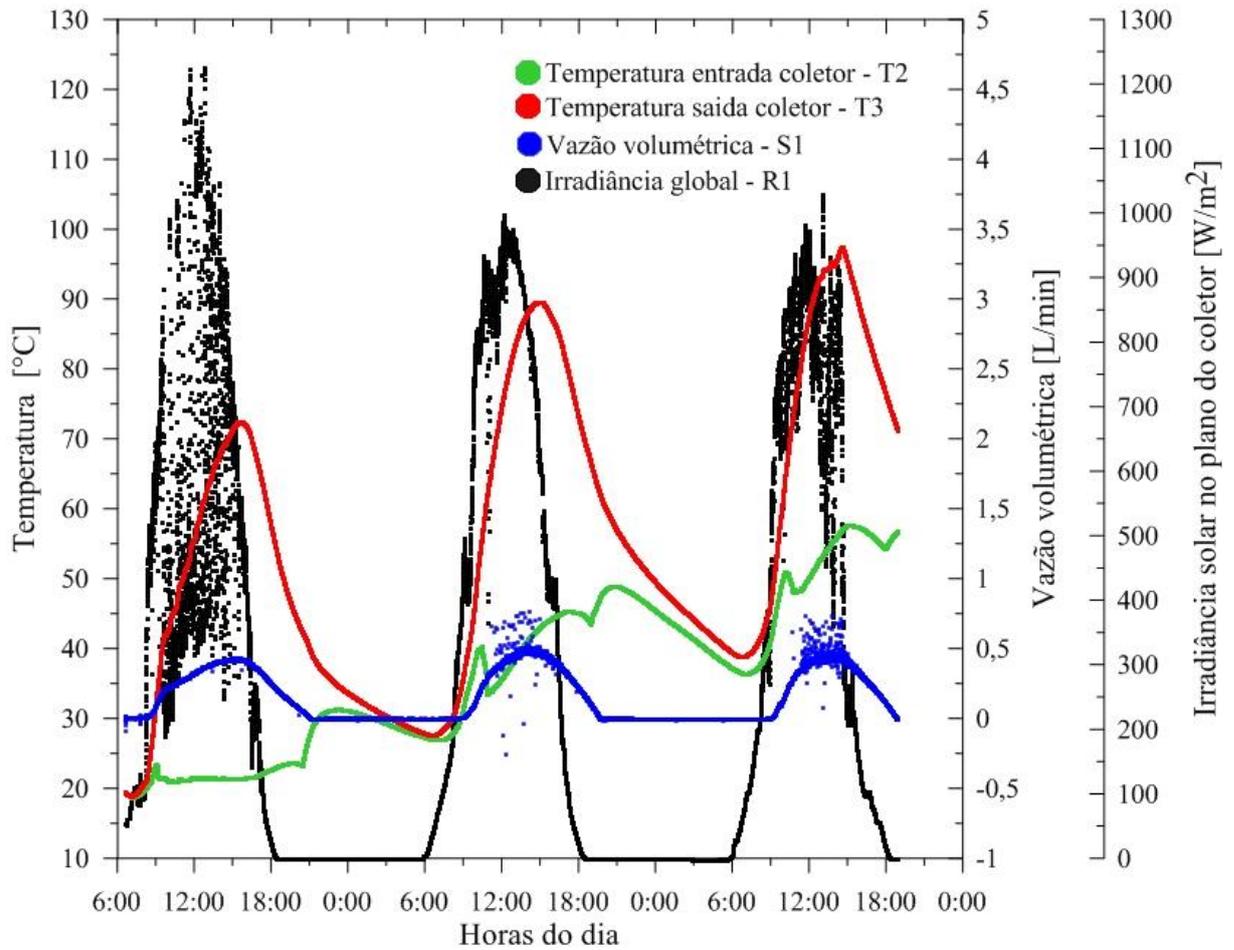


Figura 5.10 – Comportamento da vazão por termosifão para os dias 3-5/10/2014.

## 6 CONCLUSÕES

Para esta dissertação foi construída uma bancada experimental sobre o sistema de aquecimento de água existente no laboratório LABSOL – UFRGS, o que permitiu realizar testes do sistema de aquecimento por meio de tubos evacuados operando em circulação por termossifão e em circulação forçada.

Foi realizada a comparação do sistema de aquecimento de água por meio de um coletor solar de tubos de vidro a vácuo de extração de calor por transferência direta quando operava com circulação forçada com o mesmo sistema quando operava em circulação por termossifão, onde os resultados obtidos mostram que o sistema configurado para circulação natural (termossifão) tem um melhor desempenho do que o sistema configurado para circulação forçada, evidenciado na maior produção de energia anual que foi determinada usando como referencia a norma ISO 9459-2 e os dados climáticos da cidade de Porto Alegre, no estado do Rio Grande do Sul.

Nos resultados observou-se que o sistema de aquecimento operando em circulação por termossifão atinge uma maior estratificação de temperaturas da água no reservatório térmico, o que favorece a uma maior eficiência do sistema, além de alcançar temperaturas maiores no interior do reservatório, comparado com o sistema operando em circulação forçada.

Segundo os resultados, possivelmente a vazão usada nos testes do sistema de aquecimento com circulação forçada não seja a adequada para este tipo de sistema, onde o coletor é de tubos evacuados com extração de calor por transferência direta, devido a que esta vazão não permitiu a adequada estratificação das temperaturas da água no interior do reservatório térmico.

Observou-se que aumentar a vazão no cabeçote do coletor solar de tubos evacuados com extração de calor por transferência direta, não implica que temperaturas maiores serão atingidas no sistema de aquecimento de água. Isso pode ser explicado porque, para este tipo de coletor, a vazão dentro do tubo evacuado provavelmente não é afetada pela vazão no cabeçote.

Além disso, foi determinado o coeficiente de perdas térmicas do tanque reservatório seguindo os procedimentos da norma ISO 9495-2, onde o valor obtido concorda com os informados no mercado para reservatórios de fabricação e capacidade similar.

Por último, foram realizadas medições da vazão em termossifão entre o coletor solar e o tanque reservatório, onde se observou a dependência da vazão com o sistema de tubulações. As tubulações tiveram que ser instaladas com uma inclinação contínua, evitando elevações bruscas. Também foi observado que, mesmo quando a temperatura na entrada do coletor aumentava, a vazão máxima diária era igual. Isto indica que, para este sistema de aquecimento, o que limita a vazão por termossifão é a diferença de alturas das conexões hidráulicas e suas perdas de carga.

### **Sugestões para trabalhos futuros**

- Realizar estudos da vazão ótima para o sistema de aquecimento de água com coletor de tubos evacuados com extração de calor direta trabalhando em circulação forçada.
- Realizar estudos da vazão em termossifão mudando a inclinação do cabeçote com relação a horizontal. Nesta dissertação esse estudo foi realizado com uma inclinação de 2°.
- Realizar estudos de produção energética em função da diferença de temperatura no termostato diferencial que controla a bomba de circulação.
- Também se sugere instalar os equipamentos necessários para realizar o controle da temperatura de entrada no início de cada dia de teste e durante a drenagem, além do controle da vazão de drenagem no final de cada dia de teste, para assim seguir todos os procedimentos da norma ISO 9459-2 na determinação da energia anual produzida e comparar esses resultados com os já obtidos nesta dissertação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 15747-2 - Sistemas Solares Térmicos e Seus Componentes - Coletores Solares Parte 2: Métodos de Ensaio**, Rio de Janeiro, 2009.

ABRAVA – Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento. **Energia Solar Térmica, Participação na Matriz Energética e Contribuições Socioeconômicas ao Brasil**, São Paulo, 2014.

Apricus. Site oficial da empresa – <http://www.apricus.com/> – acessado em janeiro de 2015.

ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **ASHRAE 93-2003 - Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**, Atlanta, 2003.

BGY – Solar Water Heater. Site oficial da empresa – <http://www.cnbg-solar.com/> – acessado em janeiro de 2015.

EcoComfort. Site oficial da empresa – <http://www.ecocomfort.com.br/aquecedores> – acessado em janeiro de 2015.

Gao, Y., Zhang, Q., Fan, R., Lin, X., Yu, Y. Effects of Thermal Mass and Flow Rate on Forced-circulation Solar Hot-water System: Comparison of Water-in-glass and U-pipe Evacuated-tube Solar Collectors. **Solar Energy**, Vol. 98, pp. 290-301, 2013.

Harding, G. L., Zhiqiang, Y. Thermosiphon Circulation in Solar Water Heaters Incorporating Evacuated Tubular Collectors and a Novel Water-in-glass Manifold. **Solar Energy**, Vol. 34, pp. 13-18, 1985.

Huang, B. J. Development of Long-term Performance Correlation for Solar Thermosiphon Water Heater. **Journal of Solar Energy Engineering**, Vol. 111, pp. 124-131, 1989.

INCONTROL – Intelligent Control. Site oficial da empresa – <http://www.incontrol.ind.br/> – acessado em janeiro de 2015.

ISO. International Organization for Standardization. **ISO 9459-2 – Solar heating – Domestic water heating systems – Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems**. Genève, Switzerland, 1995.

Jones. E. B. **Instrument Technology**, Volume 1. Newnes-Butterworths, 1974.

Lafay, J.-M. S. **Análise Energética de Sistemas de Aquecimento de Água com Energia Solar e Gás**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2005.

Manea, T. F. **Desenvolvimento de uma Bancada para Ensaios de Coletores Solares de Tubos de Vidro a Vácuo**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

Morrison, G. L., Braun, J. E. System Modeling and Operation Characteristics of Thermosyphon Solar Water Heaters. **Solar Energy**, Vol. 34, pp. 389-405, 1985.

Morrison, G. L., Budihardjo, I., Behnia, M. Water-in-glass Evacuated Tube Solar Water Heaters. **Solar Energy**, Vol. 76, pp. 135-140, 2004.

Morrison, G. L., Budihardjo, I., Behnia, M. Measurement and Simulation of Flow Rate in a Water-in-glass Evacuated Tube Solar Water Heater. **Solar Energy**, Vol. 78, pp. 257-267, 2005.

PDE 2023 – **Plano Decenal de Expansão de Energia 2023**. Empresa de Pesquisa Energética – EPE (2014). Brasil, Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME/EPE, 2014.

PDE 2022 – **Plano Decenal de Expansão de Energia 2022**. Empresa de Pesquisa Energética – EPE (2013). Brasil, Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME/EPE, 2013.

Redpath, D., Lo, S., Eames, P. An Experimental Investigation of Inclined Thermosyphon Fluid Flow within an Enclosed Irregular hexagonal Cavity with Heat Transfer via Pin-Fins. **Proceedings of Renewable Energy in Maritime Island Climates, Conference of the Solar Energy Society**, 2006-04-01, Dublin, 2006.

Rosa, F. N. **Aplicabilidade de Coletores Solares com Tubo Evacuado no Brasil**. Dissertação de mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2012.

Shah, L. J., Furbo, S. Theoretical Flow Investigation of an All Glass Evacuated Tubular Collector. **Solar Energy**, Vol. 81, pp. 822-828, 2007.

Shariah, A. M., Löf, G. O. G. Effects of Auxiliary Heater on Annual Performance of Thermosyphon Solar Water Heater Simulated Under Variable Operating Conditions. **Solar Energy**, Vol. 60, pp. 119-126, 1997.

Siqueira, A. M. O. **Desenvolvimento de um Programa de Simulação Computacional de Sistemas de Aquecimento Solar para Água**. Tese de doutorado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2003.

SOLARES. Site oficial da empresa – [www.solares-online.com.br](http://www.solares-online.com.br) – acessado em novembro de 2014.

Tang, R., Yang, Y., Gao, W. Comparative Studies on Thermal Performance of Water-in-glass Evacuated Tube Solar Water Heaters with Different Collector Tilt-angles. **Solar energy**, Vol. 85, pp. 1381 – 1389, 2011.

Trieb, F., Treffinger, P. Large Scale Solar Thermal Electricity Generation – Projects, Economy, Market Development. **World Renewable Energy Congress VI**, 2000.

Zhiqiang, Y. Development of Solar Thermal System in China. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, Vol. 86, pp. 427-442, 2005.

**APÊNDICE A** – Curvas de calibração dos sensores PT100 instalados no sistema de aquecimento de água.

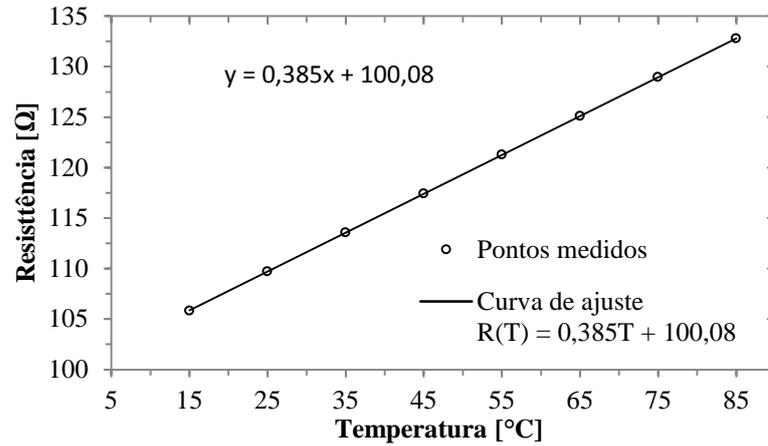


Figura A.1 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de saída do reservatório para o coletor (T1).

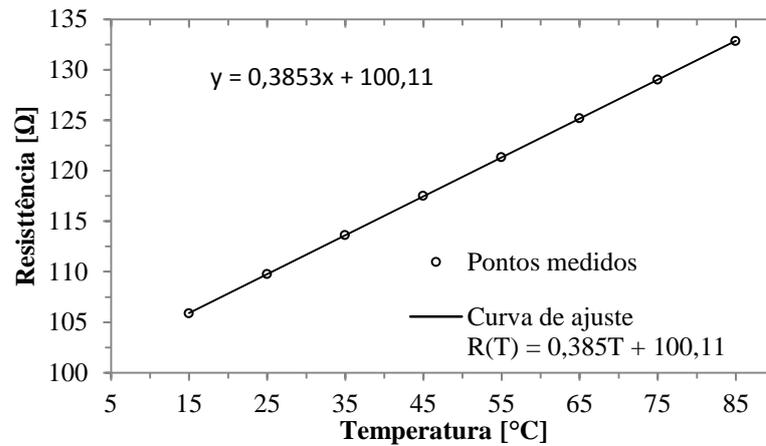


Figura A.2 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de entrada de coletor (T2).

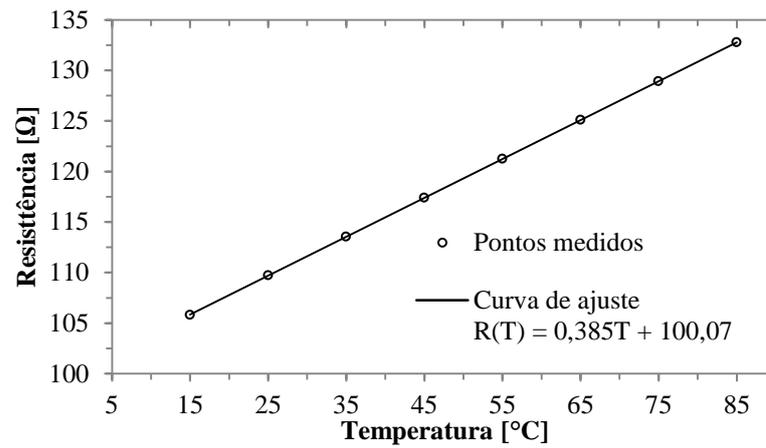


Figura A.3 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de saída de coletor (T3).

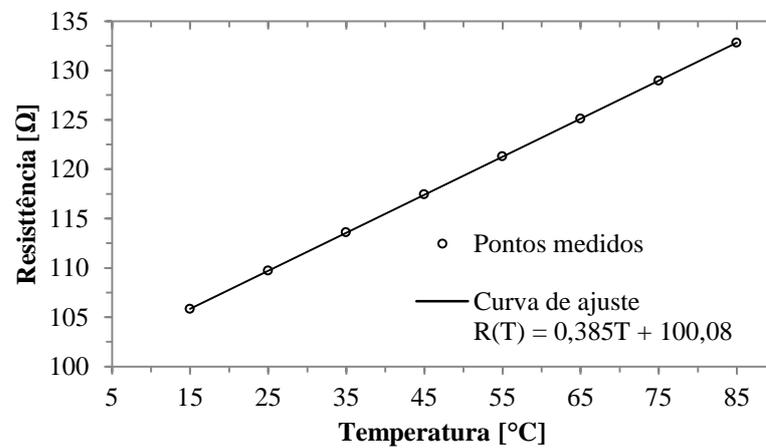


Figura A.4 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de entrada ao reservatório do coletor (T4).

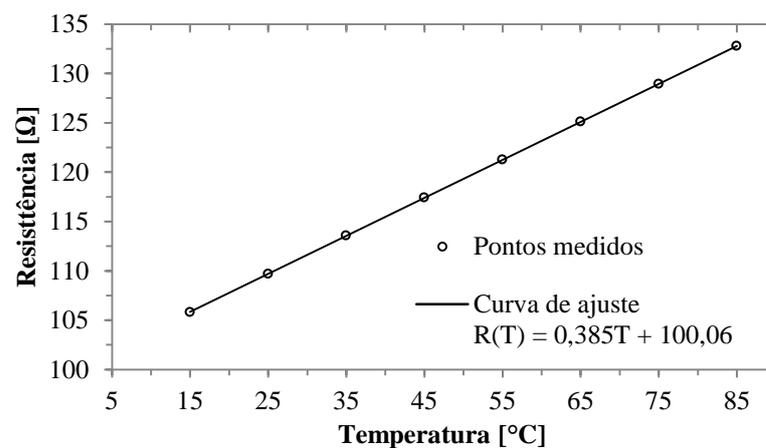


Figura A.5 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de consumo (T5).

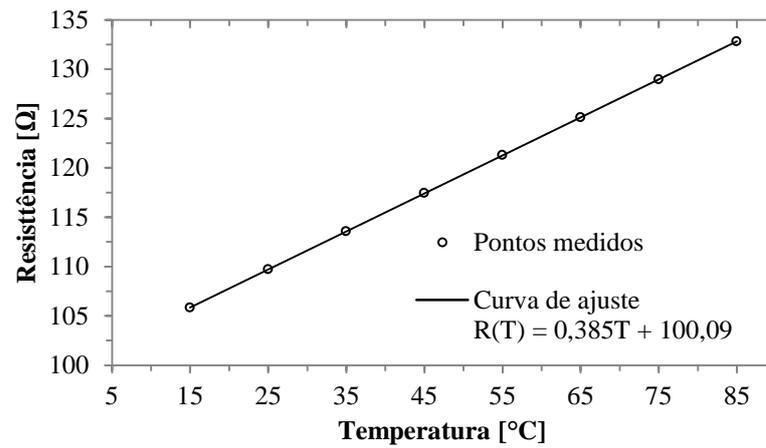


Figura A.6 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura de água fria (T6).

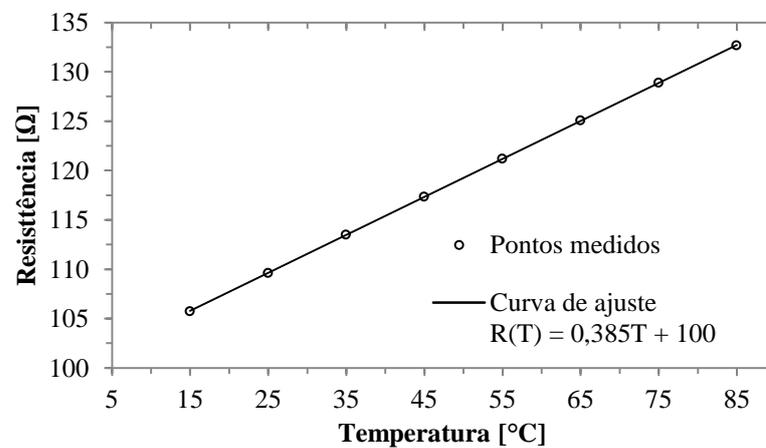


Figura A.7 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura ao interior da caixa d'água (T7).

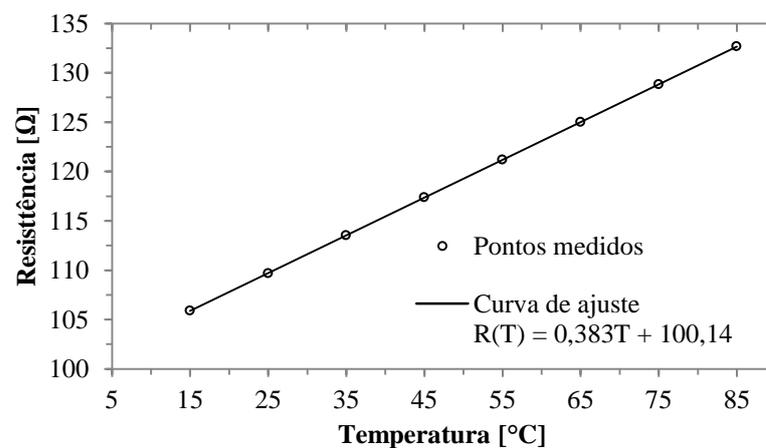


Figura A.8 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor de Temperatura ambiente (T8).

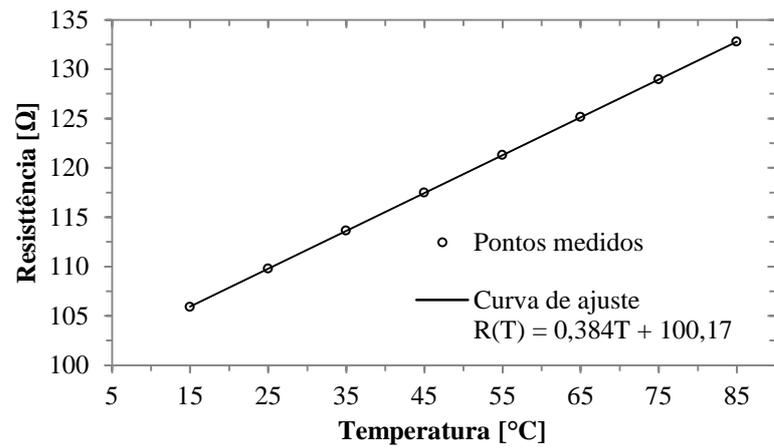


Figura A.9 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 1 de Temperatura no interior do tanque (T9).

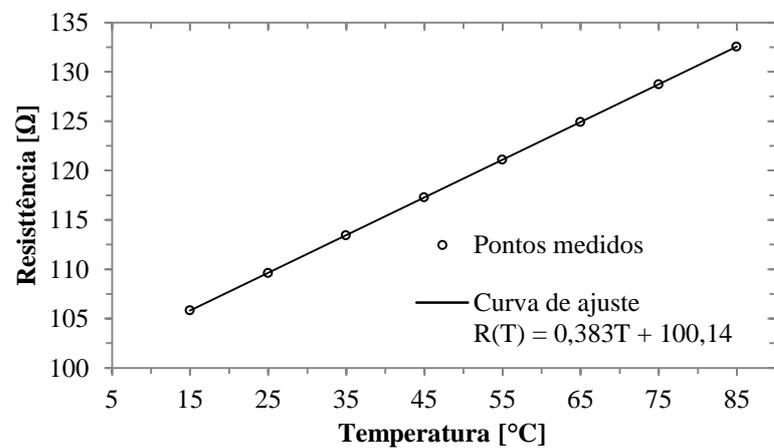


Figura A.10 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 2 de Temperatura no interior do tanque (T10).

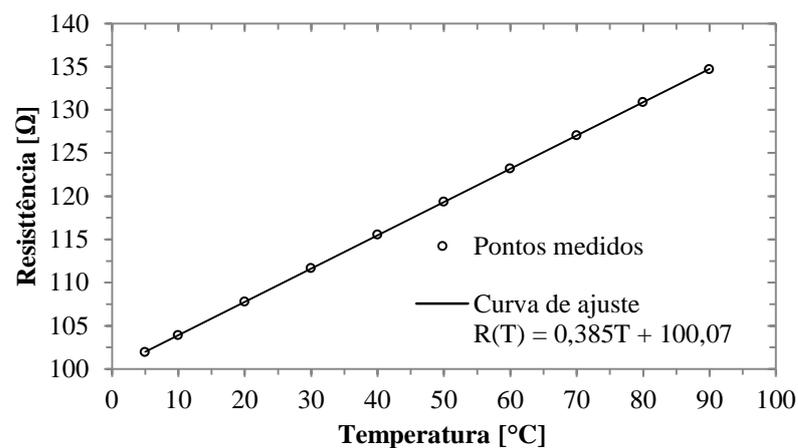


Figura A.11 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 3 de Temperatura no interior do tanque (T11).

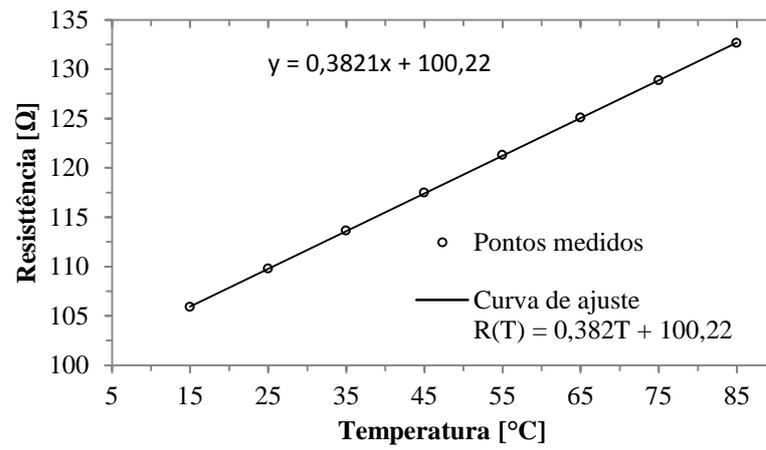


Figura A.12 – Curva de ajuste e pontos medidos para o sensor 4 de Temperatura no interior do tanque (T12).

APÊNDICE B – Certificado de calibração dos medidores de vazão.

成績表 TEST CERTIFICATE				
製品名称 PRODUCT NAME	電磁流量計一体形検出器 (AXF) MAGNETIC FLOWMETER INTEGRAL TYPE	タグNo. TAG No.	=====	
形名 MODEL	AXF005G-E1AL1S-AA11-21B	計器番号 SERIAL No.	S5N402593	
手配 No. ORDER No.	QHNCT23-0002-001			
公称径 SIZE	5 mm			
実流設定スパン FLOWTEST	0 - 2.000 m/s			
実流量検査 ACTUAL FLOW TEST	許容差 ACCURACY	±0.35% OF RATE (0.3 ≤ V ≤ 10) m/s ±1mm/s (V < 0.3) → 0.00173 L/min		
設定値 Q(%) [V(m/s)] SET FLOW RATE	出力 OUTPUT 基準値 (L/h) DESIRED		実測値 (L/h) ACTUAL	誤差 (% OF RATE) ERROR
0.0 [0.00]	0.00		0.00	0.00
49.8 [1.00]	70.41		70.35	-0.09
99.5 [1.99]	140.67		140.67	0.00
メータファクタ METER FACTOR	L	1.1579	H	1.0659
実流量検査(拡張二周波励磁) ACTUAL FLOW TEST( ENHANCED DUAL FREQUENCY )	許容差 ACCURACY			
設定値 Q(%) [V(m/s)] SET FLOW RATE	出力 OUTPUT 基準値 ( ) DESIRED		実測値 ( ) ACTUAL	誤差 ( ) ERROR
メータファクタ(EDF) METER FACTOR(EDF)	L	=====	H	=====
項目 ITEM	結果 RESULT	項目 ITEM	結果 RESULT	
プロセス接続 PROCESS CONNECTION	ANSI Class 150 ウェハ形 ANSI Class 150 Wafer Type	良, GOOD	電流出力検査 CURRENT OUTPUT	良, GOOD
配線接続口 ELECTRIC CONNECTION	ANSI 1/2NPT めねじ ANSI 1/2NPT Female Screw	良, GOOD	パルス出力検査 PULSE OUTPUT	良, GOOD
耐電圧 DIELECTRIC STRENGTH	(1)電源端子-接地端子 POWER TERM. to GND TERM. (2)電源端子-入出力端子 POWER TERM. to IN/OUT TERM. 1390VAC,2sec	良, GOOD	アラーム/ステータス出力動作 ALARM/STATUS OUTPUT	良, GOOD
絶縁抵抗 INSULATION RESISTANCE	(1)電源端子-接地端子 POWER TERM. to GND TERM. (2)電源端子-入出力端子 POWER TERM. to IN/OUT TERM. 100MΩ,500VDC	良, GOOD	ステータス入力動作 STATUS INPUT	良, GOOD
	(3)接地端子-入出力端子 GND TERM. to IN/OUT TERM. (4)入出力端子-入出力端子 IN/OUT TERM. to IN/OUT TERM. 20MΩ,100VDC	良, GOOD	通信機能 COMMUNICATION CHECK	良, GOOD
			表示器検査 DISPLAY CHECK	良, GOOD
			漏洩試験 LEAK TEST	良, GOOD
			外観 APPEARANCE	良・GOOD
NOTES				
日付 DATE	2013-04-01	室内温度、湿度 AMBIENT TEMP. & HUM.	20°C	67%
検査者 INSPECTOR	ZHANG ZHANGUO	承認者 APPROVED BY	ZHOU MINGLAI	ZAL

YOKOGAWA

QIC 01E20D01-02  
Ed6: Dec. 2007

Figura B.1 – Certificado de calibração medidor de vazão S1, localizado entre o coletor e o reservatório.

成績表 TEST CERTIFICATE				
製品名称 PRODUCT NAME	電磁流量計一体形検出器 (AXF) MAGNETIC FLOWMETER INTEGRAL TYPE		タグNo. TAG No.	=====
MODEL	AXF010G-E1AL1S-AA11-21B		計器番号 SERIAL No.	S5N402594
手配 No. ORDER No.	QHNCT23-0001-001			
公称径 SIZE	10 mm			
実流設定スパン FLOWTEST	0 - 2.000 m/s			
実流量検査 ACTUAL FLOW TEST	許容差 ACCURACY		±0.35% OF RATE (0.3 ≤ V ≤ 10) ±1mm/s (V < 0.3)	
設定値 Q(%) [V(m/s)] SET FLOW RATE	出力 OUTPUT		誤差 (% OF RATE) ERROR	液体温度 (°C) FLUID TEMP
	基準値 (L/h) DESIRED	実測値 (L/h) ACTUAL		
0.0 [0.00]	0.00	0.00	0.00	22.8
48.8 [0.98]	276.17	276.17	0.00	23.0
96.0 [1.92]	543.06	542.68	-0.07	22.8
===== ===== =====	===== ===== =====	===== ===== =====	===== ===== =====	===== ===== =====
メータファクタ METER FACTOR	L	1.6926	H	1.5771
実流量検査(拡張二周波励磁) ACTUAL FLOW TEST(ENHANCED DUAL FREQUENCY)	許容差 ACCURACY			
設定値 Q(%) [V(m/s)] SET FLOW RATE	基準値 ( ) DESIRED	実測値 ( ) ACTUAL	誤差 ( ) ERROR	液体温度 (°C) FLUID TEMP
===== ===== ===== ===== =====	===== ===== ===== ===== =====	===== ===== ===== ===== =====	===== ===== ===== ===== =====	===== ===== ===== ===== =====
メータファクタ(EDF) METER FACTOR(EDF)	L	===== ===== =====	H	===== ===== =====
プロセス接続 PROCESS CONNECTION	ANSI Class 150 ウェハ形 ANSI Class 150 Wafer Type	良, GOOD	電流出力検査 CURRENT OUTPUT	良, GOOD
配線接続口 ELECTRIC CONNECTION	ANSI 1/2NPT めねじ ANSI 1/2NPT Female Screw	良, GOOD	パルス出力検査 PULSE OUTPUT	良, GOOD
耐電圧 DIELECTRIC STRENGTH	(1)電源端子-接地端子 POWER TERM. to GND TERM. (2)電源端子-入出力端子 POWER TERM. to IN/OUT TERM. 1390VAC,2sec	良, GOOD	アラーム/ステータス出力動作 ALARM/STATUS OUTPUT	良, GOOD
絶縁抵抗 INSULATION RESISTANCE	(1)電源端子-接地端子 POWER TERM. to GND TERM. (2)電源端子-入出力端子 POWER TERM. to IN/OUT TERM. 100MΩ,500VDC	良, GOOD	ステータス入力動作 STATUS INPUT	良, GOOD
	(3)接地端子-入出力端子 GND TERM. to IN/OUT TERM. (4)入出力端子-入出力端子 IN/OUT TERM. to IN/OUT TERM. 20MΩ,100VDC	良, GOOD	通信機能 COMMUNICATION CHECK	良, GOOD
			表示器検査 DISPLAY CHECK	良, GOOD
			漏洩試験 LEAK TEST	良, GOOD
			外観 APPEARANCE	良・GOOD
NOTES				
日付 DATE	2013-04-01	室内温度, 湿度 AMBIENT TEMP. & HUM.	20°C	67%
検査者 INSPECTOR	ZHANG JUN	承認者 APPROVED BY	ZHOU MINGLAI	2/1/1

YOKOGAWA

QIC 01E20D01-02  
Ed6: Dec. 2007

Figura B.2 – Certificado de calibração medidor de vazão S2, localizado no consumo.