

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

DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DE ESTABILIZADOR DE TEMPERATURA
PARA APERFEIÇOAMENTO DE BANCADA DE ENSAIO DE COLETORES SOLARES

por

Crisciele Ferreira dos Santos

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, abril de 2016

DESENVOLVIMENTO E APLICAÇÃO DE ESTABILIZADOR DE TEMPERATURA
PARA APRIMORAMENTO DE BANCADA DE ENSAIO DE COLETORES SOLARES

por

Crisciele Ferreira dos Santos
Engenheira Mecânica

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

Aprovado por:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry: PROMEC/ UFRGS

Prof. Dr. Letícia Jenisch Rodrigues: PROMEC/ UFRGS

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan: PPG em Engenharia Mecânica / UNISINOS

Prof. Dr. Luiz Alberto de Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29, abril de 2016

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 a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo auxílio financeiro.

Ao Prof. Dr. Arno Krenzinger pela orientação e pelo conhecimento transmitido.

Aos colegas de laboratório pela colaboração e amizade.

A minha família pelo apoio.

RESUMO

O uso de energia solar para o aquecimento de água, além de permitir economizar energia elétrica, evita picos de consumo nas horas mais críticas do dia. Para um uso eficiente da energia solar é necessário utilizar um coletor solar. Este deve passar por um teste para analisar sua eficiência de conversão da energia solar em energia térmica para a água. A eficiência é avaliada com base na temperatura de entrada, na temperatura de saída, na radiação solar que atinge a área do coletor, no calor específico da água e na vazão mássica. Para padronizar os testes e ter uma melhor precisão dos resultados obtidos são utilizadas normas, neste caso a norma brasileira NBR 15747-2. Nela são descritos os seguintes métodos de ensaio de coletores com cobertura de vidro: o método estacionário e o quase dinâmico. Ambos possuem requisitos que devem ser cumpridos para validação do resultado dos testes. Um dos parâmetros que influencia diretamente no cálculo da eficiência é a temperatura de entrada da água no coletor. A variação permitida desta para o método estacionário é de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ da temperatura média medida. No Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Sul existe uma bancada construída para realizar o teste de coletores solares, porém para fazer ensaio simultâneo de dois coletores é necessário que a temperatura de entrada para ambos os coletores seja a mesma e também não varie mais que o permitido. Assim, foi desenvolvido e montado um estabilizador de temperatura com controle proporcional, integral, derivativo (PID) para atender essa necessidade. O estabilizador foi testado em bancada de laboratório de modo a observar seu comportamento e, após constatar que sua capacidade de controle atendia ao requisito da norma, este foi montado na bancada externa em que são realizados os testes. De posse dos resultados obtidos durante os ensaios dos coletores concluiu-se que o estabilizador de temperatura cumpriu seu papel na bancada. Além de permitir que a bancada possa ser utilizada para ensaios de mais de um coletor simultaneamente, o dispositivo agrega a possibilidade de realizar comparações muito precisas do desempenho de dois coletores diferentes.

Palavras-chave: estabilizador de temperatura PID; bancada de ensaio para coletores solares; padronização de testes de coletores.

ABSTRACT

The use of solar energy in water heating is a way to save electricity, and avoid consumption peaks during the most critical hours of a day. For an efficient use of solar energy it is necessary to use a solar collector. The collector should pass a test to analyze its efficiency in conversion of solar energy into thermal energy for the water. Efficiency is evaluated based on the inlet and outlet temperature, solar radiation reaching the area of the collector, specific heat of water and mass flow rate. To standardize the tests and have greater certainty of results standards are used like the Brazilian's standard NBR 15747-2. This norm describes two test methods for glassed collectors: the stationary and quasi dynamic method, both have requirements that must be met for the validity of the test results. One of the parameters which directly influence the calculation of the efficiency is the water inlet temperature in the collector. The stationary method requires a variation of ± 0.1 °C at the average temperature measured. In the Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal do Rio Grande do Sul exists a bench built to perform testing of solar collectors, but to simultaneously test more than one collector is necessary that the inlet temperature of both collectors are the same and also does not vary more than allowed. Thus it was developed and mounted a temperature stabilizer with proportional, integral, derivative (PID) control to meet this need. The stabilizer has been tested indoor at the laboratory to observe their behavior and after noting that his ability to control met the standard required it was mounted on the outdoor bench where the tests are performed. With the results obtained during the testing of collectors is possible to notice that the temperature stabilizer comply with its purpose on the bench. In addition to allowing the test bench to be used for testing more than one collector simultaneously, the stabilizer adds the possibility of performing accurate comparisons of the performance of two different collectors in various situations, since all operational conditions are equal.

Keywords: PID temperature stabilizer; bench for testing solar collectors; standardize collectors tests.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
2	COLETORES SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA	4
3	NORMAS DE ENSAIOS DE COLETORES	11
3.1	Método Estacionário	11
3.1.1	Condições do Teste.....	12
3.1.2	Constante de Tempo do Coletor	13
3.1.3	Eficiência do Coletor em Relação à Temperatura Média	13
3.2	Método Quase dinâmico	14
3.2.1	Condições do Teste.....	15
3.2.2	Modelo para o Coletor	16
4	BASE DE DESENVOLVIMENTO DO ESTABILIZADOR	18
4.1	Base para o Sistema de Controle	18
4.2	Sintonização de Controlador PID	20
4.3	Sintonia Automática – <i>Auto-tuning</i>	20
5	REVISÃO SOBRE MEIOS DE CONTROLE DA TEMPERATURA DE ENTRADA	22
6	MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL E TRANSFERÊNCIA AO ENSAIO DO COLETOR	24
6.1	Bancada Estabilização da Temperatura (Montagem Interna)	24
6.1.1	Calibração dos Sensores para Teste da Bancada Internamente.....	26
6.2	Bancada Externa com Estabilizador de Temperatura	27
6.2.1	Calibração dos Sensores para Teste Bancada Externa.....	30
6.3	Trocador de Calor	30
7	RESULTADOS	34
7.1	Calibração dos Sensores do Estabilizador (Montagem Interna)	34
7.2	Comportamento do Estabilizador de Temperatura (Montagem interna)	35
7.3	Comportamento do Estabilizador de Temperatura (Montagem na Banca de Ensaio dos Coletores)	37
8	CONCLUSÃO	45

8.1 Trabalhos Futuros.....	46
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	47

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1-Incidência da radiação solar no tubo a vácuo ao longo do dia. [Adaptado de www.apricus.com]	5
Figura 2.2- Tubo de vidro a vácuo com tubo de calor inserido no cabeçote. [Adaptado de www.solar.fadienergy.com].....	6
Figura 2.3- Funcionamento do tubo de calor. [Adaptado de www.apricus.com]	7
Figura 2.4- Curva representando a característica teórica derivada de pontos calculados nas condições de teste. [Adaptado de Duffie e Beckman, 1991].	9
Figura 2.5- Eficiência versus temperatura média reduzida para coletor de placa plana (PPC) e coletor de tubo de vidro a vácuo (TEC). [Adaptado de Zambolin e De Col 2010].	10
Figura 4.1- Representação do diagrama de blocos. [Adaptado de Aström e Hägglund, 1994].	19
Figura 5.1- Arranjo para ensaio de coletor. [Adaptado de ASHRAE 93-2003].....	23
Figura 6.1-Bancada de controle de temperatura funcionamento interno.	25
Tabela 6.1. Incertezas do Multímetro.	27
Figura 6.2- Vista frontal do controle de vazão da bancada.	28
Figura 6.3- Vista superior do circuito hidráulico.....	28
Figura 6.4- Vista da banca externa.	29
Figura 6.5- Serpentina de cobre do trocador de calor.....	30
Figura 7.1-Resultados curvas de calibração para o sensor antes da resistência (4), pós-controlador (9) e integrador (13).....	34
Figura 7.2- Análise do comportamento do estabilizador de temperatura para as temperaturas de <i>setpoint</i> de: 35°C (a), 45°C (b), 55°C (c) e 65°C (d).....	36
Figura 7.3- Determinação de amplitude e variação da temperatura, ΔT , para uma faixa de dados.....	37
Figura 7.4- Análise da amplitude da flutuação para o controlador e para o integrador para as temperaturas de: 35°C (a), 45°C (b), 55°C (c), 65°C (d).	38
Figura 7.5- Resultados medidos das temperaturas de entrada e temperaturas de saída para realizar o teste dos coletores solares.	39

Figura 7.6- Resultado para teste de 58°C com mudança de <i>setpoint</i> durante realização de teste.....	40
Figura 7.7- Resultados obtidos para temperatura de entrada próxima de 33°C.	41
Figura 7.8- Análise da oscilação da temperatura de entrada do coletor de placa plana para um intervalo do resultado total do teste.....	41
Figura 7.9- Resultado da temperatura média da água na entrada do coletor de placa plana em um intervalo de tempo de 150 segundos.	42
Figura 7.10- Resultados para teste com temperatura de entrada de aproximadamente 38°C. .	43
Figura 7.11- Resultados em que aparece uma pequena dispersão nos valores de temperatura da entrada do coletor de placa plana.	43
Figura 7.12- Média da Temperatura de entrada em faixas de 150 segundos.	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1. Valores para os desvios permitidos dos parâmetros medidos no teste estacionário.	12
Tabela 3.2. Desvios e valores permitidos nos testes estacionário e quase dinâmico.....	14
Tabela 6.1. Incertezas do Multímetro.	27

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
ANEEL	Associação Nacional de Energia Elétrica
DASOL	Departamento Nacional de Energia Solar Térmica
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
IEA	Agencia Internacional de Energia
LABSOL	Laboratório de Energia Solar
LES	Laboratório de Energia Solar de Lisboa
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área de abertura, m^2
A_s	Área de transferência de calor, m^2
c_1	Coefficiente de perdas térmicas a $(t_m - t_a) = 0$, W/m^2K
c_2	Dependência da temperatura do coeficiente de perda de calor, W/m^2K^2
c_3	Dependência na velocidade do vento no coeficiente de perdas térmicas, $J/(m^3K)$
c_4	Dependência na temperatura do céu do coeficiente de perdas térmicas, W/m^2K
c_5	Capacidade térmica efetiva, $kJ/(m^2K)$
c_6	Dependência da velocidade do vento na eficiência de perdas térmicas nulas, s/m
C_p	Calor específico, J/kgK
D	Diâmetro da serpentina, m
dt_m/dt	Derivada temporal da temperatura média, K/s
E_L	Irradiância de onda longa, W/m^2
F'	Fator de remoção de calor modificado
F_r	Fator de remoção de calor
G	Aceleração da gravidade, m/s^2
G_b	Radiação direta, W/m^2
G_d	Radiação difusa, W/m^2
G_T	Irradiância solar total, W/m^2
G_{rl}	Número de Grashof
h_f	Coefficiente de convecção forçada dentro da serpentina, W/m^2K
h_n	Coefficiente de convecção natural fora da serpentina, W/m^2K
I	Corrente medida, mA
k	Coefficiente de condução do fluido, W/mK
$K_{\theta b}$	Modificador do ângulo de incidência para radiação direta
$K_{\theta d}$	Modificador do ângulo de incidência para radiação difusa
L_c	Comprimento característico, m

L_s	Comprimento da serpentina, m
\dot{m}	Taxa mássica, kg/s
N_u	Número de Nusselt convecção forçada
N_{uD}	Número de Nusselt convecção natural
P_{tl}	Número de Prandtl
Q_u	Energia útil, W
R_{ay}	Número de Rayleigh
R_e	Número de Reynolds
S	Radiação solar absorvida pelo coletor, W/m ²
T_a	Temperatura ambiente, °C
T_e	Temperatura do fluido na entrada do coletor, °C
T_m	Temperatura média do fluido no interior do coletor, °C
T_m^*	Temperatura média reduzida, °C
T_{pm}	Temperatura média do absorvedor, °C
T_s	Temperatura do fluido na saída do coletor, °C
T_{su}	Temperatura na superfície da serpentina, °C
T_∞	Temperatura dentro do tanque, °C
ΔT	Diferença de temperatura, °C
ΔT_{ln}	Diferença da temperatura média logarítmica, °C
ΔT_1	Diferença da temperatura na entrada da serpentina e a temperatura do tanque, °C
ΔT_2	Diferença da temperatura na saída da serpentina e a temperatura do tanque, °C
u	Velocidade do vento no ambiente, m/s
U	Coeficiente global de transferência de calor, W/m ² K
U_L	Coeficiente global de transferência de calor, W/m ² K
V	Velocidade da água na secção transversal da serpentina, m/s
V_v	Vazão volumétrica, l/min
W_c	Incerteza referente ao ajuste da curva experimental da calibração
W_l	Incerteza referente à leitura do sistema de aquisição de dados
W_m	Incerteza na medida

W_t	Incerteza de calibração associada à medida dos sensores
A	Absortância do absorvedor do coletor
β	Coeficiente de dilatação térmica, 1/K
H	Eficiência instantânea
η_e	Eficiência do coletor solar em função da temperatura de entrada do coletor
η_o	Eficiência do coletor com perdas nulas
θ	Ângulo de incidência, °
μ	Viscosidade dinâmica do fluido, kg/ms
ν	Viscosidade cinemática, m ² /s
P	Densidade da água, kg/m ³
T	Transmitância da cobertura do coletor
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, W/(m ² K ⁴)

1 INTRODUÇÃO

O crescimento do uso de energias renováveis é notável em vista da busca por soluções menos poluentes para auxiliar a suprir a demanda mundial de energia. A energia solar é uma opção limpa e não poluente que pode ser usada para aquecimento e geração elétrica. O aquecimento, geralmente, é feito com o uso de coletores solares e a geração elétrica por meio de painéis fotovoltaicos.

O uso de coletores térmicos solares tem sido crescente. Um relatório da Agencia Internacional de Energia [IEA, 2014] sobre o mercado de energia solar térmica, em 58 países, mostra que ao final de 2012 a capacidade instalada de coletores em operação era de 269,3 gigawatts (totalizando 384,7 milhões de metros quadrados de coletores). Já ao final de 2013, o relatório da IEA, 2015, apresenta dados de uma capacidade instalada em operação de 374,7 gigawatts (ou um total de 535 milhões de metros quadrados de coletores) para o mercado de energia solar térmica em 60 países, sendo a China o país com a maior capacidade instalada em operação em ambos os relatórios.

A energia solar também pode ser utilizada para economizar energia elétrica, ao se empregar os coletores térmicos solares para o aquecimento de água. Segundo um levantamento realizado pelo Departamento Nacional de Aquecimento Solar (DASOL) da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA) [DASOL, 2015], realizado em 2014, o parque solar térmico brasileiro atingiu uma produção de 7,354 GWh, mostrando que esse valor deixa de ser consumido do sistema elétrico, o que proporciona uma economia.

Além disso, a Agência Nacional de Energia Elétrica [ANEEL, 2010] estima que 43% do pico de consumo de energia elétrica é devido ao uso de chuveiros elétricos. Assim, o uso de coletores térmicos solares evita picos de consumo nas horas mais críticas do dia, refletindo positivamente na qualidade do fornecimento de energia elétrica.

Salazar, 2004, apresenta em sua dissertação um estudo acerca da economia de energia e redução no pico de demanda de energia elétrica para uma amostra de usuários de baixa renda, chegando à conclusão que há uma diminuição no pico de demanda com o uso de sistemas de aquecimento solares compactos. Esta economia chegou a ser, em determinado momento, de 62%. Passos, *et al.*, 2012, fizeram também um estudo acerca do impacto do uso

de coletores térmicos solares na redução do pico de consumo elétrico para diversas regiões do Brasil, constatando uma redução de pelo menos 84% do consumo no horário de pico.

Outro aspecto que contribui para o uso de coletores solares é seu preço de instalação, visto que os coletores térmicos são uma tecnologia mais barata que os painéis fotovoltaicos. O DASOL, 2014, afirma que é possível obter um coletor solar de placa plana de 2 m² e um reservatório térmico solar de 200 litros já instalados por R\$ 1750,00. Em buscas por preços de coletores solares de placas planas observou-se um preço em torno de R\$ 420,00 para 1 m², sendo que os valores variam bastante conforme fabricantes, materiais e tecnologias aplicadas.

Com o propósito de se empregar o coletor solar, é necessário saber sua eficiência, visto que o projeto de dimensionamento para a instalação desses coletores é baseado na eficiência dos mesmos. Conforme Duffie e Beckman, 1991, a eficiência dos coletores é dada pela razão do ganho de energia útil, em um determinado período de tempo, e a energia solar incidente, neste mesmo período. O ganho de energia útil é a quantidade de energia que o coletor é capaz de transferir para a água.

Não obstante, Duffie e Beckman, 1991, afirmam que a eficiência do coletor solar é obtida ao expor o coletor solar, em operação, à radiação solar com intensidade conhecida e medir as temperaturas de entrada e saída, bem como a vazão mássica da água. Assim, para se obter a energia que é transferida para água, é necessário ter os valores de temperatura da água na entrada do coletor, bem como na saída, a vazão mássica da água e o seu calor específico. A quantidade de energia transformada tem forte dependência com a variação da temperatura da água ao passar pelo coletor. É então necessário saber o valor o mais exato possível do aumento da temperatura da água no coletor.

Para padronizar estes testes são utilizadas normas que auxiliam na montagem do ensaio e na determinação da precisão dos resultados medidos, além de orientar os valores de desvio permitidos para os parâmetros medidos. A norma brasileira utilizada para os ensaios é a NBR15747-2, na qual são descritos os seguintes métodos de ensaio de coletores com cobertura de vidro: o método estacionário e o quase dinâmico.

O método estacionário requer que o desvio da temperatura média medida não varie mais que $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Para realizar o ensaio cumprindo as exigências da norma quanto à estabilidade da temperatura da água na entrada do coletor é importante utilizar um sistema de controle que mantenha essa temperatura da água constante. Geralmente, são utilizados equipamentos de controle após o coletor para controlar a água que retorna ao tanque que

abastece o teste. Isso ocorre para se evitar o uso de um tanque de grande volume, visto que, conforme a água aquece, ela retorna ao tanque mudando sua temperatura gradualmente, e isso afeta a temperatura de entrada durante o teste.

Existem vantagens de se testar coletores térmicos solares simultaneamente. Por exemplo, utilizar apenas um medidor de vazão, um medidor de radiação e uma bomba, garantir as mesmas incertezas nas medidas para os dois coletores e também aproveitar a mesma condição meteorológica. Além de obter dois resultados simultaneamente e economizar na instrumentação, o ensaio de coletores em série assegura a possibilidade de realizar comparações muito precisas, exatamente porque se sabe que todas as condições de teste são idênticas. Para se testar mais de um coletor simultaneamente, é necessário empregar um sistema de resfriamento e reaquecimento entre a saída do primeiro coletor e a entrada do segundo, para que as temperaturas de entrada de ambos coletores se mantenham em um valor próximo.

O objetivo principal desta dissertação é apresentar o desenvolvimento e utilização de um equipamento estabilizador térmico que permite alcançar as condições de medição para coletores solares de forma rápida e confiável. Para atingir este objetivo várias etapas foram vencidas, constituindo-se dos seguintes objetivos específicos:

- Projetar o sistema;
- Montar um sistema de aquecimento de água com controle proporcional, integral e derivativo (PID);
- Montar um circuito de amortecimento de variação de temperaturas;
- Montar um sistema de aquisição de dados para avaliar o desempenho do estabilizador;
- Medir e ajustar o equipamento em uma bancada experimental de laboratório;
- Montar e adaptar o estabilizador em uma bancada de ensaio de coletores;
- Montar um trocador de calor para diminuir a temperatura de saída da água do primeiro coletor;
- Medir a flutuação da temperatura de entrada para validar o funcionamento de sistema.

2 COLETORES SOLARES DE AQUECIMENTO DE ÁGUA

Os coletores solares térmicos são dispositivos que podem ser utilizados no aquecimento de água. Duffie e Beckman, 1991, apontam que os coletores solares são trocadores de calor que transformam a energia radiante do sol em calor. Dentre os coletores solares existem diversos tipos, entretanto todos devem possuir um componente básico, denominado elemento absorvedor. O que diferencia os coletores são suas características construtivas, e se possuem ou não uma cobertura transparente. Esta cobertura pode ser de vidro ou de um polímero transparente e atua como proteção às perdas por convecção, devido ao vento, e às perdas por radiação, para a atmosfera.

As configurações construtivas dos coletores são importantes, visto que afetam diretamente a eficiência dos mesmos [Matrawy e Farkas, 1997]. Um tipo de coletor solar mais comum para aquecimento da água é o de placa plana, que consiste em uma caixa revestida nas laterais, e parte posterior, com um material isolante, internamente possui uma tubulação por onde escoar a água e na parte superior do conjunto existe uma cobertura transparente.

Estes coletores podem possuir diversos arranjos da tubulação. Pode-se, por exemplo, utilizar tubos paralelos, que consistem em vários tubos fixados à parte traseira ou por cima de uma chapa metálica. Embora seja o tipo de coletor mais usado, ele apresenta algumas desvantagens. Existe uma não uniformidade na distribuição de temperatura sobre a superfície absorvedora. Outra desvantagem é que a distribuição do fluido de trabalho nos tubos não é uniforme, o que gera um aumento de temperatura desigual para cada tubo. Além disso, há o aumento das perdas térmicas, em condições de baixa vazão, visto que há um aumento exacerbado da temperatura da placa absorvedora.

Outro tipo de arranjo da tubulação é usar uma serpentina fixada a uma placa metálica. Essa configuração aumenta o coeficiente de transferência de calor, visto que o fluido escoar completamente ao longo da extensão da serpentina. Outro modelo de absorvedor é o de chapas metálicas paralelas, ao invés do fluido escoar em tubos, ele escoar entre duas placas paralelas distanciadas minimamente (1-2mm). Matrawy e Farkas, 1997, trazem como algumas vantagens desta configuração a distribuição uniforme do escoamento da água entre as placas, a temperatura uniforme ao longo do absorvedor, e a utilização de toda a superfície para transferência de energia.

O componente absorvedor pode ter uma cobertura seletiva em sua superfície, a qual possui alta absorvidade à radiação solar e baixa emissividade para ondas longas. Kalogirou, 2004, ressalta que há importância maior no uso de superfícies seletivas quando a temperatura ambiente é muito menor que a temperatura da superfície do coletor. Na maioria dos casos os componentes de absorção são pintados de preto ou outras cores escuras. Tripanagnostopoulos *et al.*, 2000, estudaram a aplicação de cores diferentes nos absorvedores e concluíram que o uso de cores em tons escuros no absorvedor (azul e vermelho em tons de marrom) se equiparam no quesito eficiência aos absorvedores pintados de preto.

Existem também os coletores de tubo de vidro a vácuo, que são basicamente dois tubos concêntricos de vidro. O tubo de vidro interno é aquele em que a água entra para ser aquecida, e na sua superfície externa é depositada uma camada de cobertura seletiva. Entre este tubo e o tubo externo é feito o vácuo que permite a diminuição das perdas térmicas por meio de convecção e condução. Assim, radiação que chega ao tubo externo é transmitida e atinge o tubo interno onde ocorre o aquecimento [Zambolin e Del Col, 2010].

O absorvedor neste caso tem, então, um formato cilíndrico, o que permite uma área de projeção plana, no plano de incidência normal à radiação solar direta, que possui a largura igual ao diâmetro do tubo. Mangal *et al.* [2010, *apud* Sabiha *et al.* 2015] apontam que o ângulo de incidência da radiação nos tubos é adequado ao longo do dia, significando, assim, que o coletor de tubo de vidro a vácuo é capaz de “seguir” o sol, mesmo estando parado, como pode ser visto na Figura 2.1.

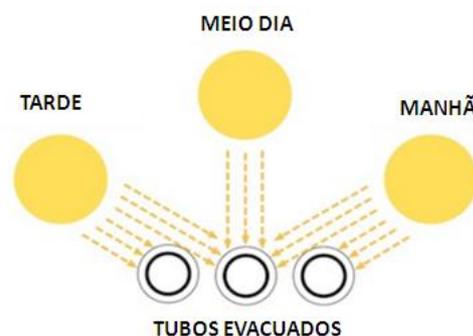


Figura 2.1- Incidência da radiação solar no tubo a vácuo ao longo do dia. [Adaptado de www.apricus.com]

Os coletores de tubo de vidro a vácuo podem conter um tubo de calor (*heat pipe*) internamente. Este tubo de calor é metálico e possui um fluido de trabalho que evapora e condensa, e ocupa aproximadamente de 5 a 30% do volume do tubo [Faghri, 1995 *apud* Jahanbakhsh *et al.* 2015]. Os fluidos de trabalho comumente usados são água, etanol e metanol ou até mesmo uma mistura destas substâncias, dependendo da faixa de temperatura de trabalho do coletor [Jahanbakhsh *et al.*, 2015].

Nestes coletores a água não entra nos tubos, e o calor é transferido para água em um cabeçote onde a parte superior do tubo de calor está localizada, conforme ilustrado na Figura 2.2.

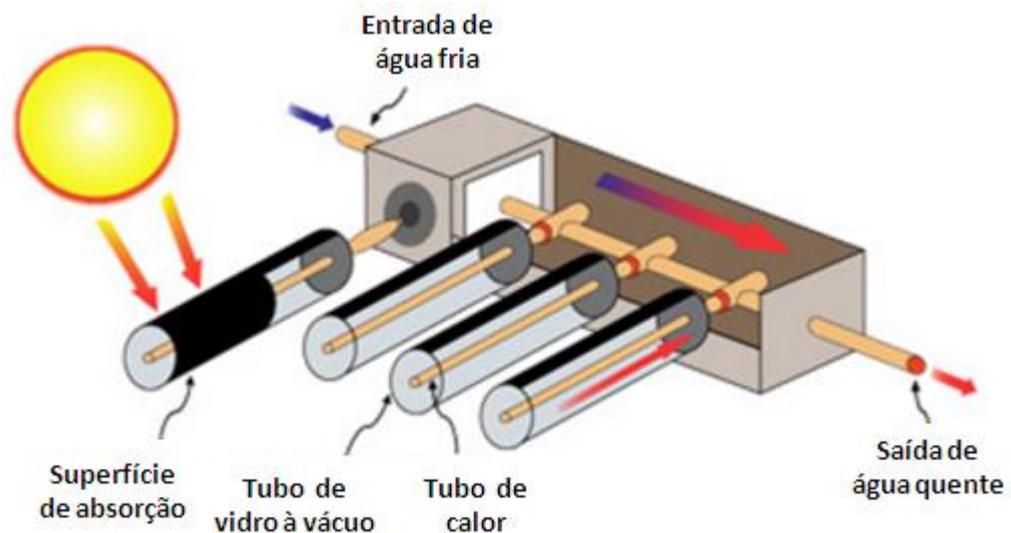


Figura 2.2- Tubo de vidro a vácuo com tubo de calor inserido no cabeçote. [Adaptado de www.solar.fadienergy.com]

Ao evaporar, o fluido de trabalho que estava inicialmente na parte do tubo evacuado sobe para a parte superior que está inserida no cabeçote e com isso troca calor com a água que escoia neste cabeçote. O fluido de trabalho, então, condensa e retorna para a parte que está dentro no tubo evacuado, e assim continua o processo como mostra a Figura 2.3.

Todos estes tipos de coletores citados possuem em comum o fato de possuírem uma proteção contra o vento. No caso dos coletores planos, a cobertura é de vidro, no caso dos coletores de tubo de vidro a vácuo, a cobertura é o tubo de vidro externo. Porém, existem coletores que não possuem uma cobertura, como os coletores térmicos para piscina, que são constituídos apenas por tubos pintados de preto ou com alguma cobertura seletiva, possuindo

um poder de aquecimento baixo. Outro tipo de coletor sem vidro é o coletor híbrido, um coletor que integra uma serpentina, por onde escoa a água, atrás de um painel fotovoltaico. Assim, tem a funcionalidade de aquecer água e produzir eletricidade.

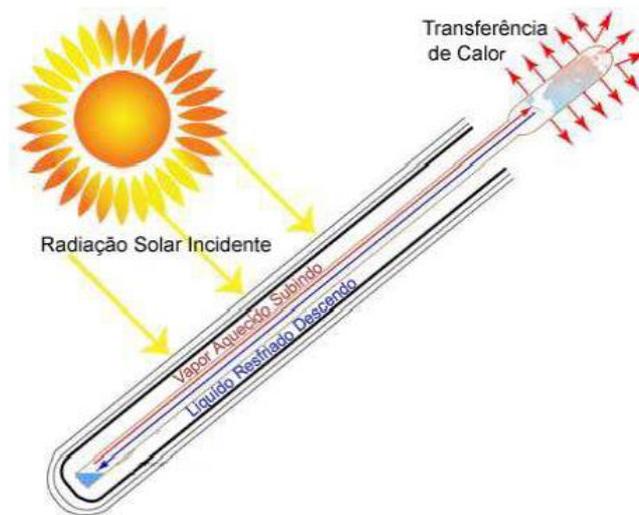


Figura 2.3- Funcionamento do tubo de calor. [Adaptado de www.apricus.com].

A teoria a seguir é descrita por Duffie e Beckman, 1991. Em regime permanente a eficiência do coletor é obtida a partir de um balanço de energia que relaciona a energia útil com as perdas térmicas e ópticas do sistema, como indica a Equação 2.1.

$$Q_u = A_c [S - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (2.1)$$

na qual Q_u é a energia útil em J/s, A_c é a área do coletor em m², S é a radiação solar absorvida pelo coletor por unidade de área do absorvedor em W/m², U_L é o coeficiente global de transferência de calor do coletor em W/m²°C, T_{pm} é a temperatura média do absorvedor em °C e T_a é a temperatura ambiente em °C.

Como é difícil medir a temperatura média do absorvedor, utiliza-se o fator de remoção de calor (F_r) o qual é definido pela Equação 2.2.

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_e)}{A_c (S - U_L (T_e - T_a))} \quad (2.2)$$

na qual F_r é o fator de remoção de calor, \dot{m} é a vazão em kg/s, C_p é o calor específico em J/kg°C, T_s é a temperatura do fluido na saída do coletor em °C, T_e é a temperatura do fluido na entrada em °C.

O fator de remoção é, então, a razão entre a transferência de calor que realmente ocorre e a transferência de calor que ocorreria se todo o absorvedor estivesse à temperatura de entrada. O fator de remoção de calor, multiplicado pelo ganho de energia na condição descrita, é igual ao ganho útil de energia que ocorre, conforme a Equação 2.3.

$$Q_u = A_c F_r [S - U_L (T_e - T_a)] \quad (2.1)$$

A energia absorvida pelo coletor, S , é escrita como o produto da irradiância solar total no plano do coletor e o produto da transmitância-absortância efetiva, conforme mostra a Equação 2.4.

$$S = G_T (\tau\alpha)_e \quad (2.2)$$

na qual G_T é a irradiância solar total no plano do coletor em W/m², τ é a transmitância da cobertura, α é a absortância do absorvedor. Por aproximação e simplificação, para coletores convencionais pode-se dizer que $(\tau\alpha)_e \cong 1,02(\tau\alpha)$.

A eficiência do coletor, em função da temperatura de entrada, é obtida pela razão da energia útil pela energia solar incidente no plano do coletor, como mostra a Equação 2.5, na qual a radiação solar absorvida pelo coletor é substituída pela Equação 2.4.

$$\eta_e = \frac{Q_u}{G_T A_c} = F_r (\tau\alpha)_e - F_r U_L \frac{(T_e - T_a)}{G_T} \quad (2.3)$$

na qual η_e é a eficiência do coletor solar em função da temperatura de entrada do coletor.

Representando graficamente a eficiência do coletor solar em função do valor de $\frac{(T_e - T_a)}{G_T}$, obtém-se, para cada taxa mássica, uma reta com coeficiente linear representado por $F_r (\tau\alpha)_e$ e coeficiente angular dado por $F_r U_L$, conforme é possível observar na Figura 2.4. É importante

notar que a norma utiliza como abscissa para representação gráfica a temperatura média reduzida, para caracterizar a eficiência do coletor, conforme será definido na seção 3.1.3.

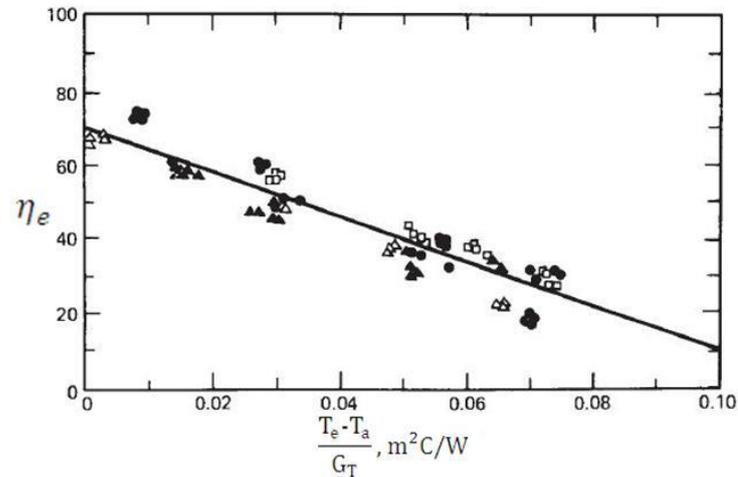


Figura 2.4- Curva representando a característica teórica derivada de pontos calculados nas condições de teste. [Adaptado de Duffie e Beckman, 1991].

De posse da eficiência do coletor solar é possível dimensionar a quantidade de coletores para o sistema de aquecimento funcionar conforme a necessidade do usuário. Além disso, é possível concluir qual tipo de coletor solar seria mais adequado para determinadas condições climáticas. Zambolin e De Col, 2010, compararam a eficiência de um coletor de placa plana e um de tubo evacuado. A Figura 2.5 ilustra a eficiência desses dois coletores.

Para obter o gráfico é utilizada a temperatura média reduzida (T_m^*) que é a diferença entre a temperatura média do fluido no coletor e a temperatura ambiente dividido pela irradiância solar total no plano do coletor, sendo a irradiância considerada neste caso de 1000 W/m^2 .

É possível observar que para temperaturas maiores do fluido no coletor, ou para uma temperatura ambiente menor que a do fluido no coletor, a eficiência do coletor de tubo de vidro a vácuo é maior que a eficiência do coletor de placas planas. Isso ocorre devido ao vácuo, que evita as perdas térmicas por convecção e condução. Assim, é conveniente usar coletores de tubo de vidro a vácuo quando se deseja obter temperaturas muito elevadas, ou quando o ambiente tem temperaturas baixas. Os coletores de placas planas podem ser aplicados quando se desejar temperaturas da água em torno de 60°C , lembrando que para

chegar a este valor de temperatura da água existe uma dependência da temperatura ambiente e da radiação solar.

Quando se desejar temperaturas um pouco maiores que a temperatura ambiente, é interessante utilizar coletores sem vidro, que são mais baratos e não chegam a temperaturas mais elevadas, devido às perdas térmicas por radiação infravermelha emitida pelo absorvedor e pela convecção do ar.

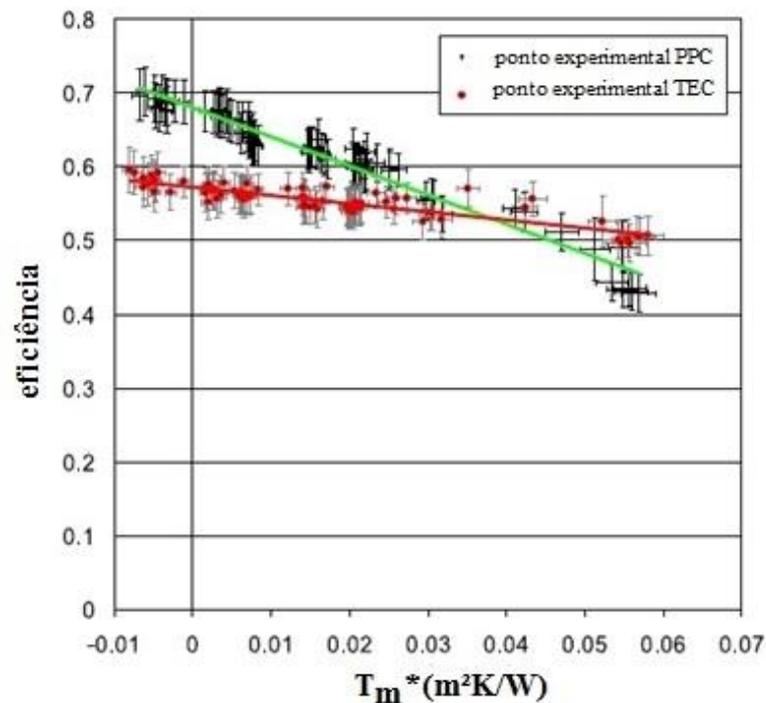


Figura 2.5- Eficiência versus temperatura média reduzida para coletor de placa plana (PPC) e coletor de tubo de vidro a vácuo (TEC). [Adaptado de Zambolin e De Col 2010].

3 NORMAS DE ENSAIOS DE COLETORES

A norma brasileira NBR 15747-2, baseada na norma europeia DIN EN 12975-2, trata dos métodos de ensaio para coletores térmicos solares, definindo as condições para o ensaio e também as equações utilizadas para o cálculo da eficiência. A norma está dividida em teste para coletores sem cobertura e com cobertura. Para os testes de coletores com cobertura são apresentados os seguintes métodos: o método estacionário e o quase dinâmico.

3.1 Método Estacionário

Apresenta diversas diretrizes para o teste do coletor, considerando que os vários parâmetros que são medidos variem minimamente durante o teste. Na norma é possível encontrar especificações para a montagem do coletor e o ângulo de inclinação (que deve permitir que o fator de correção do ângulo de incidência não varie mais que $\pm 2\%$ do seu valor a uma incidência normal da radiação), sendo que para o caso de coletores com uma camada de cobertura essa condição é satisfeita para ângulos de incidência menores que 20° . A fim de atender essa especificação da norma, Manea, 2012, projetou e construiu uma bancada giratória no Laboratório de Energia Solar da UFRGS.

A instrumentação requerida, com incertezas e precisão dos equipamentos estipulados, a localização dos sensores, valores máximos para a variação de alguns parâmetros que são medidos no teste (como temperatura de entrada da água, vazão, radiação solar), também são apresentados na norma, conforme mostrado na Tabela 3.1.

As medidas de temperatura são muito importantes nos testes. São realizadas três medidas: a da temperatura na entrada do coletor, a da saída do coletor e a do ar ambiente. A temperatura da entrada deve ser medida com uma incerteza padrão de 0,1 K, sendo que a norma requer uma resolução de 0,02 K para observar se a temperatura varia com o tempo. Já a temperatura ambiente pode ser medida com uma incerteza de 0,5 K.

Rosa *et al.*, 2012, demonstra o desenvolvimento de um dispositivo para medição do diferencial da temperatura do fluido nas secções de entrada e saída do coletor solar que é capaz de atender à exigência da norma, que requer uma medida de alta precisão para este diferencial de temperatura (incerteza padrão menor que 0,05 K).

Tabela 3. **Erro! Nenhum texto com o estilo especificado foi encontrado no documento..1.**
Valores para os desvios permitidos dos parâmetros medidos no teste estacionário.

Parâmetro Medido	Desvio Permitido do Valor Médio Medido
Irradiação Global	$\pm 50 \text{ W/m}^2$
Temperatura do ar ambiente	$\pm 1,5 \text{ K}$
Temperatura do fluido na entrada do coletor	$\pm 0,1 \text{ K}$
Vazão mássica do fluido	$\pm 1\%$

Outro aspecto importante é o controle da vazão que deve ser capaz de permitir uma vazão estável em 1% para a temperatura de entrada escolhida e se manter estável durante o teste. A vazão deve se manter em 10% do valor escolhido de um teste para outro. Por exemplo, se um teste for realizado a uma temperatura de entrada da água de 30°C, durante este teste, a vazão pode apenas variar 1%. Mudando-se a temperatura de entrada para 35°C a vazão pode diferenciar-se em 10% da vazão ajustada para 30°C. A norma sugere que, dependendo da bomba de circulação utilizada, o controle da vazão através de um *bypass* controlado manualmente por uma válvula é suficiente.

3.1.1 Condições do Teste

A irradiação solar no plano de abertura do coletor deve ser maior que 700 W/m², e a irradiação difusa deve ser menor que 30%. O fluxo mássico do fluido deve ser ajustado para aproximadamente 0,02 kg/s por metro quadrado da área de abertura do coletor.

O coletor é então testado para pelo menos quatro faixas de temperatura do fluido, na entrada do coletor, espaçadas dentro da faixa de operação do coletor. Para cada faixa de temperatura, devem-se realizar quatro medidas de temperatura para totalizar 16 pontos de dados. Uma das temperaturas de entrada deve ser ajustada de modo que a temperatura média no coletor fique dentro de $\pm 3 \text{ K}$ da temperatura do ar ambiente. Além disso, a norma sugere que a temperatura máxima da entrada do coletor não seja maior que 80°C.

3.1.2 Constante de Tempo do Coletor

O teste da eficiência do coletor deve durar igual a quatro vezes a sua constante de tempo. O teste da constante de tempo é descrito pela norma ASHRAE 93-2003 e é feito, inicialmente, cobrindo-se o coletor, de modo que a radiação não chegue ao plano do coletor, e a água circule a um fluxo mássico de 0,02 kg/s por metro quadrado da área de abertura do coletor. Para este teste a temperatura da água na entrada do coletor deve ser $\pm 1^\circ\text{C}$ da temperatura ambiente e a irradiação solar total deve ser maior que 790 W/m².

Assim que a diferença de temperatura do fluido na entrada e saída do coletor for menor que 0,1°C, descobre-se o coletor, permitindo que a radiação solar chegue a ele e se inicia o ensaio que só termina quando o coletor entrar na condição de regime permanente. A norma assume como regime permanente a condição em que a temperatura de saída do coletor varia menos de 0,05°C por minuto.

Após entrar em regime permanente, é possível determinar a diferença de temperatura entre as seções de saída e entrada do coletor, e a constante de tempo é determinada como o intervalo de tempo em que esta diferença de temperatura atingir 63,2% do seu valor em regime permanente.

3.1.3 Eficiência do Coletor em Relação à Temperatura Média

Depois de concluída a coleta de dados é possível montar o gráfico para ilustrar a eficiência do coletor. Em um dos testes, segundo a norma, a temperatura média do coletor, dada pela Equação 3.1, deve ser igual à temperatura ambiente, este ponto é chamado ponto de eficiência do coletor com perdas nulas (η_o), visto que não ocorrem perdas térmicas significativas para o ambiente.

$$T_m = T_e - \frac{\Delta T}{2} \quad (3.1)$$

na qual T_m é a temperatura média, T_e é a temperatura de entrada e ΔT é a diferença de temperatura de entrada e saída do coletor.

Os gráficos obtidos com base na norma usam no eixo das ordenadas a eficiência instantânea (η) e no eixo das abscissas a temperatura média reduzida, T_m^* , dada por

$$T_m^* = \frac{T_m - T_a}{G_T} \quad (3.2)$$

na qual T_m é a temperatura média, em °C, T_a é a temperatura ambiente, em °C, e G_T é a irradiância solar total no plano do coletor, em W/m².

De acordo com a norma, a eficiência instantânea é calculada por uma curva ajustada usando o método dos mínimos quadrados, é obtida, então, uma eficiência dada por

$$\eta = \eta_0 - a_1 T_m^* - a_2 G_T (T_m^*)^2 \quad (3.3)$$

na qual a_1 e a_2 são obtidos usando o método de mínimos quadrados. Os outros termos η_0 , T_m^* e G_T são obtidos durante o teste.

3.2 Método Quase dinâmico

O método quase dinâmico é descrito no item 6.3 da norma e segue algumas especificações parecidas de montagem e sequência de teste em relação ao método estacionário. Porém, permite um teste com condições naturais, com radiação e temperatura ambiente variável. Na Tabela 3.2 é possível ver as comparações dos desvios e valores permitidos para os métodos estacionário e quase dinâmico.

Tabela 3. **Erro! Nenhum texto com o estilo especificado foi encontrado no documento..2.**
Desvios e valores permitidos nos testes estacionário e quase dinâmico.

Variável	Método Estacionário		Método Quase dinâmico	
	Valor	Desvio	Valor	Desvio
Radiação Solar Global (W/m ²)	>700	±50	-	-
Angulo de Incidência da Radiação (°)	<20	-	-	-
Fração Difusa (%)	<30	-	-	-
Temperatura Ambiente (°C)	-	±1,5	-	-
Temperatura de Entrada (°C)	-	0,1	-	1
Velocidade do Vento, u (m/s)	2<u<4	-	1<u<4	-

Vazão Mássica (Kg/m ² s)	0,02	±1%	0,02	±1%
-------------------------------------	------	-----	------	-----

É notável a flexibilidade do teste quase dinâmico comparado ao estacionário. Outra diferença do método quase dinâmico é que este considera as duas componentes da radiação solar, direta e difusa, assumindo valores de modificadores de ângulos para cada uma.

Devido a uma exigência menor em relação à variação meteorológica o teste quase dinâmico pode ser empregado mais facilmente. Fischer *et al.*, 2008, afirmam que o teste estacionário pode levar mais tempo para ser concluído devido às exigências de permanência das condições meteorológicas durante o ensaio. Além disso, Kratzenberg *et al.*, 2003, analisaram as condições meteorológicas de Florianópolis, (SC), para calcular a quantidade de horas por ano disponíveis para os ensaios estacionário e quase dinâmico, levando em consideração as respectivas exigências das normas com relação à radiação solar. Encontraram então a disponibilidade de 373 horas por ano para o cumprimento do teste estacionário e 2121 horas por ano possíveis para se realizar o teste quase dinâmico.

Osório e Carvalho, 2014, também apontam que usando o método quase dinâmico os testes efetuados no Laboratório de Energia Solar (LES) em Lisboa possuem uma intervenção menor do operador encarregado do teste. Também é relatado que existem mais dias disponíveis para se fazer os testes, sendo os números de dias adequados para se realizar o teste quase dinâmico aproximadamente o dobro dos dias que se enquadram para o teste estacionário.

3.2.1 Condições do Teste

O fluxo mássico da água para o teste também deve ser de 0,02 kg/s por metro quadrado da área de abertura do coletor e deve ser mantida estável em 1% para cada teste. E poderá variar em 10% ao se trocar a temperatura do teste.

Os dados do teste devem ser obtidos para 4 temperaturas de entrada espaçadas ao longo da faixa de temperatura de operação do coletor. Também é importante um teste em que a temperatura média do fluido dentro do coletor fique aproximadamente em $\pm 3^{\circ}\text{C}$ da temperatura ambiente para determinar a eficiência do coletor com perdas nulas, η_o . Para todos os testes a temperatura de entrada do coletor deve ser mantida estável, ou seja, variar no máximo em $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

A duração mínima de um teste deve ser de 3 h e é recomendável uma sequência de testes de 4 a 5 dias. Porém, a quantidade de dias que serão necessários para concluir o teste dependerá das condições meteorológicas durante os testes.

O teste para determinação da eficiência do coletor com perdas nulas, η_o , deve ser realizado em condição de céu limpo, com poucas nuvens. Por outro lado é importante também haver um teste em condições de céu parcialmente nublado. Este teste pode ser executado para uma temperatura de entrada no coletor elevada ou para uma temperatura próxima da ambiente.

Caso se realize um teste para fazer uma comparação entre o método quase dinâmico e o estacionário são necessários 4 pontos de dados para cada faixa de temperatura escolhida.

3.2.2 Modelo para o Coletor

A potência útil fornecida por um coletor, segundo o modelo quase dinâmico, pode ser descrita por

$$\begin{aligned} \frac{Q}{A} = & F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta b}(\theta)G_b + F'(\tau\alpha)_{en}K_{\theta d}G_d - c_6uG_T - c_1(T_m - T_a) \\ & - c_2(T_m - T_a)^2 - c_3u(T_m - T_a) + c_4(E_L - \sigma T_a^4) - c_5 \frac{dT_m}{dt} \end{aligned} \quad (3.4)$$

na qual F' é o fator de remoção de calor modificado, referente a T_m , $K_{\theta b}(\theta)$ é o modificador do ângulo de incidência para a radiação direta, G_b é a porção da radiação direta que chega ao coletor, $K_{\theta d}$ é o modificador do ângulo de incidência para a radiação difusa, G_d é a parcela da radiação difusa, E_L é a irradiância de onda longa, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, u é a velocidade do vento no meio, c_6 é o coeficiente de dependência da velocidade do vento na eficiência de perdas térmicas nulas, c_1 é o coeficiente de perdas térmicas a $(T_m - T_a) = 0$, c_2 é o coeficiente de dependência da temperatura do coeficiente de perdas térmicas, c_3 é o coeficiente de dependência na velocidade do vento no coeficiente de perdas térmicas, c_4 é o coeficiente de dependência na temperatura do céu do coeficiente de perdas térmicas, c_5 é o coeficiente de capacidade térmica efetiva, e $\frac{dT_m}{dt}$ é a derivada temporal da temperatura média, definida na Equação 3.5.

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{T_m(i+1) - T_m(i)}{\text{intervalo de aquisição}} \quad (3.5)$$

Este modelo de cálculo, para o método quase dinâmico do coletor, pode ser utilizado para todos os tipos de coletores, exceto os coletores concentradores, sendo os parâmetros $F'(\tau\alpha)_{en}$, $K_{\theta b}$, e $K_{\theta d}$ e os coeficientes c_1 , c_2 e c_5 sempre empregados. Os coeficientes c_3 , c_4 e c_6 só serão empregados se a razão entre o valor do parâmetro e o desvio padrão do parâmetro for maior que 2, caso contrário esses parâmetros são considerados nulos.

4 BASE DE DESENVOLVIMENTO DO ESTABILIZADOR

4.1 Base para o Sistema de Controle

O controle automático de processos é muito importante para garantir estabilidade e repetitividade de ações. Além de permitir, conforme Ogata, 1982, meios para atingir um desempenho ótimo de sistemas dinâmicos, bem como melhoria na qualidade do processo e diminuição dos custos de produção.

Entre os tipos de controle automático de processos, destacam-se os controladores proporcional-integral-derivativo, mais conhecidos pela sigla PID. Segundo Aström e Hägglund, 2001, 90% dos controladores em *loop* são do tipo PID. Esses controladores podem ser utilizados em processos de controle de pressão, de temperatura, e de vazão. Possuem, também, aplicações automotivas, controles de aviação, instrumentação, entre outros.

A representação do controle, geralmente, é feita por meio de diagrama de blocos e o sistema é representado pelo controlador, e pelo processo, representados por caixas e setas que relacionam as entradas e saídas, conforme ilustrado na Figura 4.1. O processo possui uma entrada que é a variável que se quer manipular, também designada variável de controle, u . A saída do processo é dita variável de processo, y , sendo esta medida por um sensor. A utilização de um controlador objetiva geralmente obter um valor determinado para a variável de processo que é chamado *setpoint*, y_{sp} . O erro de controle, e , é determinado pela diferença entre o *setpoint* e a variável de processo, visto que nem sempre o valor de *setpoint* equivale ao valor da variável de processo. Este erro é utilizado para o ajuste interno do controlador de modo a atingir os objetivos do usuário.

Esse tipo de controle é baseado em *feedback*. Conforme Aström e Hägglund, 1994, o *feedback* pode funcionar aumentando a variável de controle quando a variável de processo for menor que o *setpoint* desejado, ou diminuído a variável de controle quando a variável de processo for maior que o *setpoint*.

O controle PID funciona através das seguintes ações de correção: correção proporcional ao erro, ou seja, conforme o erro entre a variável de processo e o *setpoint* cresce a correção também aumenta; correção proporcional ao produto do erro pelo tempo, que é uma correção aplicada a erros pequenos que estejam acontecendo por muito tempo; e correção

proporcional à taxa de variação do erro, ou seja, quando o erro está variando muito rapidamente a taxa deve ser reduzida para diminuir as oscilações.

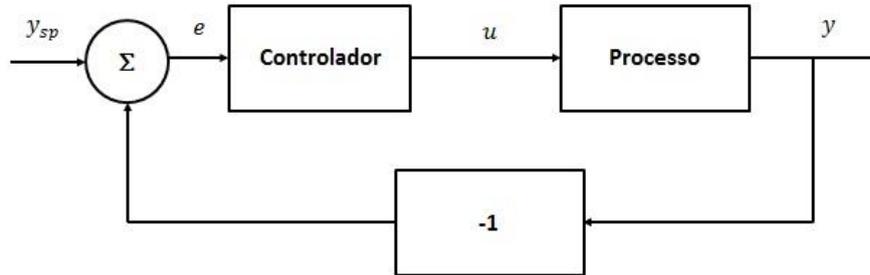


Figura 4.1- Representação do diagrama de blocos. [Adaptado de Aström e Hägglund, 1994].

Conforme descrito no artigo técnico disponibilizado pelo fabricante do controlador, caso o *setpoint* seja igual a variável de processo (desvio nulo), no controle proporcional, a variável de controle é zero, ou seja, nenhuma ação é realizada pelo controlador. Aumentando-se o desvio há um aumento da variável de controle até um máximo de 100%, e o valor de desvio que culmina na variável de controle em 100% é chamado Banda Proporcional (*Proportional Band* – Pb). Quanto menor o valor de Pb, maior será a ação de controle proporcional [NOVUS, 2015].

A ação integral é utilizada juntamente à ação proporcional e atua corrigindo a variável de controle, somando a esta o valor do desvio (*setpoint* menos variável de processo). O intervalo de atuação dessa ação é chamado Tempo Integral, e o seu inverso é chamado Taxa Integral (*Integral Rate* – Ir). A ação integral é mais amplamente acionada no controle quanto maior a Taxa Integral.

Assim como a ação integral, a ação derivativa deve ser utilizada juntamente à ação proporcional. Esta parcela de controle tem como objetivo reduzir a velocidade da oscilação da variável de processo, evitando que esta se eleve ou se reduza muito rapidamente, e com isso melhorar o desempenho do processo durante os transitórios (mudanças no processo, partida do processo, etc). Se o processo estiver estável (sem oscilações no erro), seu efeito será nulo.

Em intervalos regulares o controlador calcula a variação do desvio do processo e adiciona à variável de controle o valor da variação. A intensidade da ação derivativa é então ajustada através da mudança do intervalo do cálculo desta diferença de desvio. Este parâmetro é chamado Tempo Derivativo (*Derivative Time* – Dt) e o aumento deste ocasiona o aumento da ação derivativa no processo, reduzindo a velocidade da oscilação da variável de processo.

4.2 Sintonização de Controlador PID

A sintonia, também chamada *tuning*, do controlador é necessária para obter valores para os parâmetros de PID, ou seja, o valor para cada ação (proporcional, integral e derivativa) que resulte em controle satisfatório do processo. Conforme Aström e Hägglund, 2004, devido ao amplo uso de controladores PID, é importante ter métodos eficientes para sintonia manual e também automática de controladores. A sintonia é dita manual quando os parâmetros são colocados no controlador pelo usuário, e a sintonia automática é realizada pelo próprio controlador através de ensaio ao processo e aplicação de rotinas internas, com base no algoritmo do controlador. Com isso, obtém-se os valores dos parâmetros.

Para a sintonia existem vários métodos, dentre os mais conhecidos estão os métodos de grau de resposta e frequência de resposta de Ziegler; Nichols e Rochester, 1942. O método em grau de resposta foi obtido através de um grande número de simulações para diferentes tipos de processos e, com isso, foi possível correlacionar os parâmetros do controle em relação ao grau de resposta. Além disso, existem muitos trabalhos acerca dos métodos de Ziegler e Nichols, como mostrado por Zhuang e Atherton, 1993, O'Dwyer, 2006, Aström e Hägglund, 2004, Hägglund e Aström, 2004, Yu, 2006. Também existe um método de sintonia através de algoritmos genéticos, apresentado em trabalho de Shen, 2001, Mitsukura, Yamamoto, e Kaneda, 1999, entre muitos outros.

4.3 Sintonia Automática – *Auto-tuning*

A sintonia de controladores PID é vista como uma tarefa difícil, de acordo com Hersh e Johnson, 1997. Em um estudo acerca da usabilidade de controladores na indústria, é demonstrado que há uma dificuldade na compreensão do funcionamento do PID. Além disso, Bialkowski [1993, *apud* Yu, 2006] revela que, na indústria de papel, 20% dos controladores utilizando o modo automático trabalham bem.

Canon, 1999, afirma que é possível se obter automaticamente os parâmetros do controlador necessários para manter o processo com um erro pequeno em relação ao valor de referência desejado. Hang, *et al.*, 2002, afirmam que há vantagens em se usar o *auto-tuning*, visto que a sintonia manual dispende mais tempo e o resultado da performance do controlador fica atrelada a experiência do usuário e do conhecimento acerca do processo. Complementam

arguindo que “as técnicas de auto sintonia atraem cada vez mais os pesquisadores e engenheiros”.

Conforme Aström *et al.*, 1993, define-se sintonia automática, ou *auto-tuning*, como um método em que o controlador é sintonizado automaticamente por meio de comando pelo usuário. Além disso, a maioria dos controladores PID possuem integrado a opção de auto-sintonia. Aström *et al.*, 1993, já afirmavam que dificilmente se encontravam controladores sem esta função.

Nishikawa *et al.*, 1984, apresentam um método de *auto-tuning* em que uma amostragem de resposta de um teste no processo é obtida. Esta amostragem de dados é utilizada para encontrar as características do processo e com isso calcular os valores ótimos dos parâmetros PID.

Aström *et al.*, 1993, também comentam que dentro da sintonia automática existem dois métodos, um direto e um indireto, para obter os parâmetros do controlador. O método direto de se adquirir os parâmetros é aquele em que os valores são obtidos através dos resultados atingidos na operação do controlador no processo físico, ou seja, real. O método indireto é utilizado quando os parâmetros são obtidos através de um modelo do processo, ou seja, uma simulação do processo.

Outro meio de utilizar a sintonia automática é relatada por Aström e Hägglund, 1984, onde é proposto um meio que promova uma excitação automática do processo, que seja próxima à ótima, para estimar as características desejáveis do processo usando um relé realimentado.

5 REVISÃO SOBRE MEIOS DE CONTROLE DA TEMPERATURA DE ENTRADA

Como a temperatura de entrada é muito importante na determinação da eficiência do coletor, é necessário ter uma medida precisa dela e também conseguir controlar essa temperatura de entrada para que se mantenha o mais constante possível. Manea, 2012, utilizou um tanque, para armazenar a água do ensaio, suficientemente grande para que a temperatura da água da entrada não mudasse de valor conforme a água aquecida do teste voltasse para o tanque, isso é possível tendo em vista que há uma estratificação da água no tanque.

Osório, 2011, fez testes em cinco coletores usando os testes estático e quase dinâmico em sua dissertação. Para controlar a temperatura da água, que sai do coletor solar, foi feito um arrefecimento em um trocador de calor de placas até um valor de temperatura 5°C abaixo da temperatura de ensaio. O controle foi realizado através de PID que atuou sobre uma válvula de três vias, que permitia a entrada de maior ou menor quantidade de água de um reservatório mais frio ao trocador de calor. Depois de resfriado, o fluido era aquecido até a temperatura do ensaio por uma caldeira com 7,5 kW de potência.

Zambolin e Del Col, 2010, analisaram a eficiência térmica de coletores solares do tipo plano, conectados paralelamente ao coletor do tipo tubos evacuados, pelos testes estacionário e quase dinâmico. Para o controle da temperatura de entrada da água no coletor, usaram um tanque de controle onde foram alocadas cinco resistências elétricas de 5 kW cada, que eram controladas por um sistema de controle conectado a um sensor de temperatura inserido no tanque. Após sair do coletor solar, a água entrava em um trocador de calor para dissipar a energia absorvida durante o teste.

A norma ASHRAE 93-2003 trás possíveis configurações do arranjo para o ensaio de coletores. Dentre elas, uma configuração sugerida é mostrada na Figura 5.1. Essa é uma configuração para circulação fechada da água, sendo que, a água que sai do coletor após ter sua temperatura medida, passa por um trocador de calor, para ser resfriada. Após isso a água vai para um tanque de armazenamento, e antes de entrar no coletor solar, a água passa em um aquecedor elétrico de modo a entrar a mesma temperatura durante o tempo do ensaio.

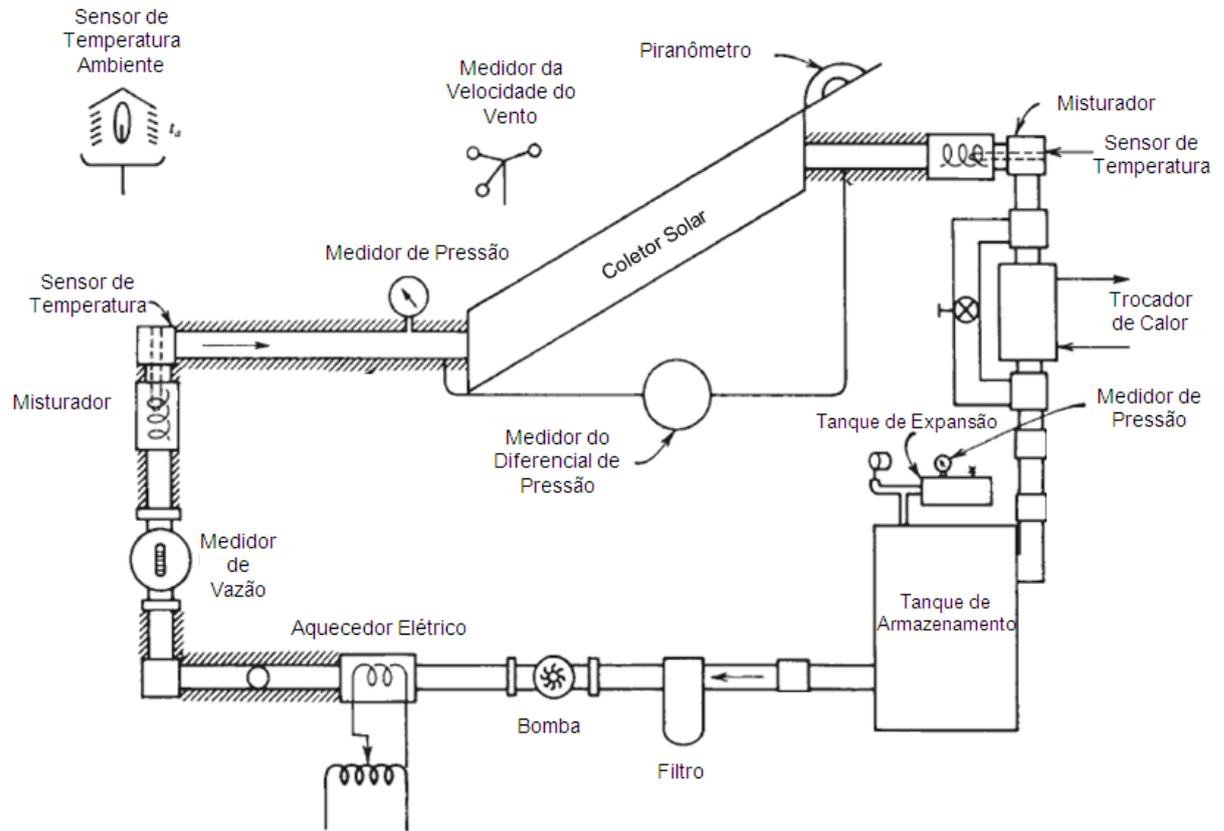


Figura 5.1- Arranjo para ensaio de coletor. [Adaptado de ASHRAE 93-2003].

6 MONTAGEM DA BANCADA EXPERIMENTAL E TRANSFERÊNCIA AO ENSAIO DO COLETOR

A bancada de estabilização da temperatura foi construída internamente em uma das salas do LABSOL para testes e análise do comportamento do controle de temperatura. Após o estudo da bancada, esta foi transferida para o local de ensaio dos coletores para complementar a bancada de teste descrita por Manea, 2012. Foi necessária, então, a montagem de uma nova configuração da rede hidráulica para poder comportar a integração do estabilizador de temperatura aos testes, a troca da bomba hidráulica, instalação do medidor de vazão e a montagem de um trocador de calor.

6.1 Bancada Estabilização da Temperatura (Montagem Interna)

A bancada de estabilização de temperatura montada internamente no laboratório pode ser vista na Figura 6.1. A bancada é constituída de um tanque (1) de 100 litros, uma bomba de 100 W (2), um medidor de vazão (3) da marca Yokogawa modelo AXF010G, um medidor de temperatura, antes da resistência, do tipo Pt 100 (4), relé de estado sólido (5), resistências (6), com uma potência total de 3,5 kW, sistema de aquisição de dados (7) da marca Agilent, modelo 34972A, medidor de temperatura do tipo Pt 100 (8), utilizado como sensor do controlador. Medidor de temperatura, pós controlador, do tipo Pt 100 (9), controlador do tipo PID da marca NOVUS, modelo N1100 (10), computador (11) para armazenagem dos dados, tanque integrador (12) de 9 litros, medidor de temperatura, pós tanque integrador, do tipo Pt 100 (13) e medidor de temperatura do tanque maior (14), também do tipo Pt 100.

Para a determinação das resistências, foi proposta uma variação de temperatura de 13°C da água, para um calor específico de 4,18 kJ e uma vazão mássica de 0,06 kg/s. O valor da vazão mássica proposto é determinado a partir da consideração que a norma NBR 15747 faz acerca da vazão que deve ser estabelecida para o teste do coletor. Uma vez que dificilmente se tem coletores maiores que 3 m² o valor de 0,06 kg/s é válido. Para estabelecer a potência térmica dissipada pelas resistências se utilizou então a Equação 6.1, obtendo-se um valor de 3,26 kW.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (6.1)$$

na qual \dot{m} é a vazão em kg/s, C_p é o calor específico, neste caso da água, dado em kJ/kg.K e ΔT é a variação da temperatura da água em °C. Sabendo-se os valores das resistências elétricas, foi possível selecionar uma resistência com potência de 1 kW e outra com 2,5 kW, sendo suficiente para atingir a necessidade proposta.

O volume do tanque integrador foi dimensionado com base na análise do tempo em que se completava uma oscilação na temperatura. Fazendo-se a média deste tempo para várias oscilações, obteve-se o valor de 160 segundos e, multiplicando-se este valor pela vazão, chegou-se a um valor de aproximadamente 9 litros. Assim, foi possível comprar um tanque comercial, do tipo garrafa térmica, de 9 litros, que possui isolamento. Foi realizada uma adaptação para poder conectá-lo ao sistema da bancada.

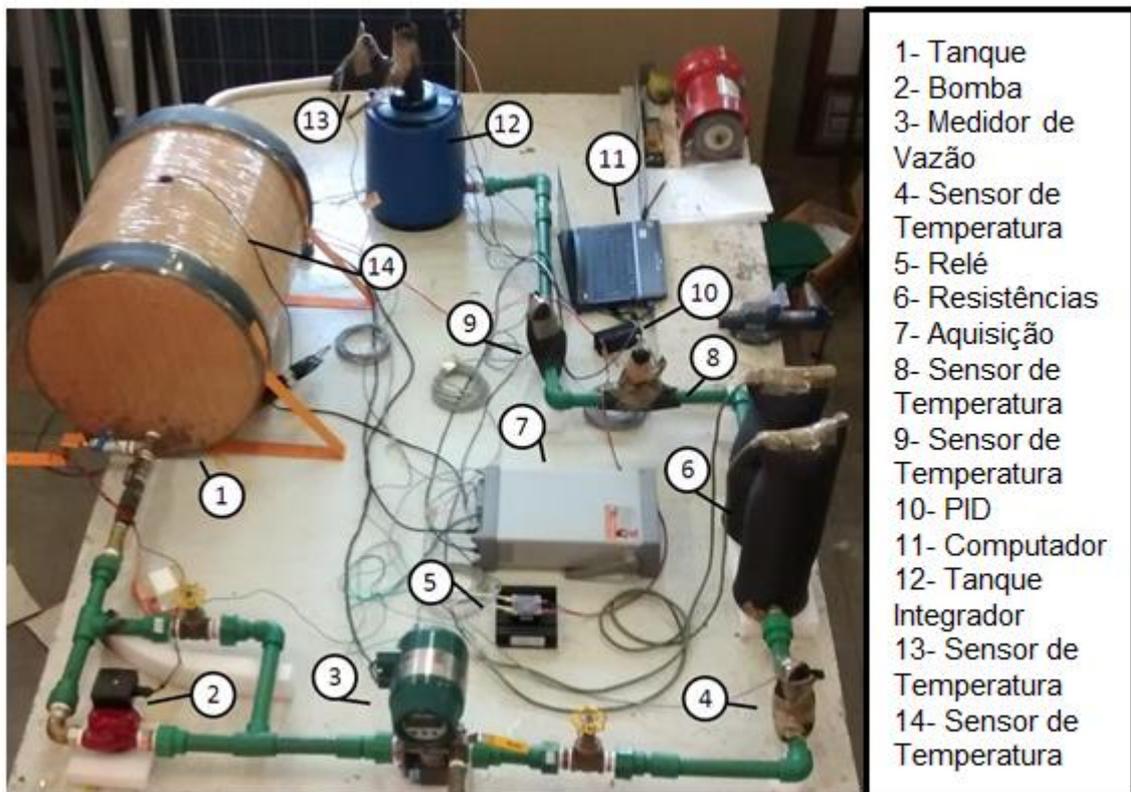


Figura 6.1- Bancada de controle de temperatura funcionamento interno.

O controlador PID é ligado ao relé de estado sólido e este é ligado às resistências. O controlador também é ligado ao sensor de temperatura (8). O usuário ajusta um *setpoint* no

controlador e de acordo com os valores medidos pelo sensor, um sinal é mandado ao relé que faz o chaveamento, ligando e desligando as resistências, conforme a necessidade de se atingir o *setpoint* solicitado. O sistema de aquisição coleta os dados dos sensores de temperatura (4), (9), (13) e (14) e a vazão da água (3) a cada 10 segundos e o sistema é posto em funcionamento até que a temperatura de saída do integrador entre em regime permanente.

O objetivo do trabalho não visou aprofundamento no ajuste do controle PID, de modo que o ajuste dos parâmetros foi feito automaticamente pela ferramenta de *auto-tuning* presente no controlador escolhido. Após regular a vazão desejada, e o *setpoint*, o usuário deve selecionar a opção de sintonia automática do controlador. Com o sistema em funcionamento, o próprio controlador calcula os valores dos parâmetros que melhor se ajustam ao processo, ou seja, o ajuste do valor, que está sendo medido pelo sensor de temperatura, ao valor de *setpoint* escolhido.

6.1.1 Calibração dos Sensores para Teste da Bancada Internamente

Para a medida da temperatura da água no teste do estabilizador, foi realizada a calibração dos sensores (4), (9) e (13) em um equipamento de Banho Termostático utilizando um equipamento da marca Lauda ECO RE 620. Este equipamento trabalha em uma faixa de temperatura de -20 a 200°C, com uma resolução de 0,01°C e incerteza de $\pm 0,02^\circ\text{C}$.

Os sensores foram ligados ao sistema de aquisição de dados da marca Agilent, modelo 34972A, que foi conectado ao computador. A aquisição foi realizada com intervalo de dez segundos a cada medida, obtendo-se o valor da resistência para cada sensor. A calibração dos sensores foi realizada para as temperaturas de: 20, 30, 40, 50, 60 e 70°C. Estas temperaturas foram configuradas no Banho Termostático e para cada uma foi realizadas duas medidas da resistência de cada sensor. A duração das medidas foi de 20 minutos contados após a estabilização da temperatura no Banho Termostático.

A incerteza de calibração associada à medida dos sensores (W_t) de temperatura é dada então pela combinação das incertezas referentes à leitura do sistema de aquisição de dados (W_l), à incerteza na medida (W_m) e ao ajuste da curva experimental da calibração (W_c), sendo dada pela Equação 6.2.

$$W_t = \sqrt{(W_l)^2 + (W_m)^2 + (W_c)^2} \quad (4)$$

A incerteza da leitura do multímetro para uma resolução de 6,5 dígitos, conforme manual do equipamento, pode ser obtida através da Tabela 6.1.

Tabela 6.1. Incertezas do Multímetro.

Medida	Escala	Incerteza
		± (% da leitura + % da faixa de medida)
DC tensão	100mV	0,005+0,004
Resistência	1kΩ	0,01+0,001
DC tensão	10V	0,0035+0,0005

O medidor de vazão possui um sinal de saída de 4 mA a 20 mA que deve ser associado ao intervalo de medida da vazão, sendo o intervalo máximo possível de 0 e 47,123 l/min e o mínimo de 0 e 0,472 l/min. Neste trabalho, o intervalo de medição é de 0 a 12 mA, pode-se então definir uma equação de ajuste que caracteriza o medidor, conforme a Equação 6.3. O medidor de vazão foi aferido por Toro (2015) e apresentou boa repetibilidade das medidas. A exatidão do equipamento corresponde a 0,35% do valor da velocidade medida.

$$V_v(I) = 0,75I - 3 \quad (5)$$

na qual $V_v(I)$ é a vazão volumétrica em l/min e I é a corrente medida em mA.

6.2 Bancada Externa com Estabilizador de Temperatura

Uma nova configuração hidráulica foi montada, juntamente com a troca de equipamentos antigos por novos, conforme pode ser visto na Figura 6.2. Uma bomba elétrica (d), um medidor de vazão eletromagnético (a) e um filtro (b). Também foi usado um *by-pass* (c) com válvula de gaveta, para melhor controlar a vazão da água. Toda tubulação de Polipropileno (PPR) foi isolada termicamente com espuma elastomérica para evitar as perdas de calor ao longo da tubulação.

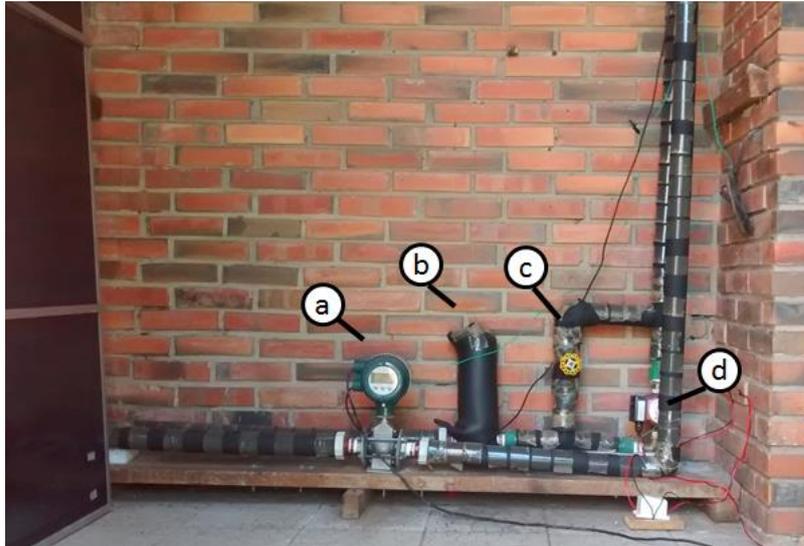


Figura 6.2- Vista frontal do controle de vazão da bancada.

Na Figura 6.3 é possível ver o sentido do fluxo da água que chega à bomba. A bomba está localizada no ponto mais baixo possível, em relação ao reservatório de água, para evitar que tenha ar na sucção. O filtro foi instalado para filtrar as partículas que poderiam entupir, ou se acumular nos coletores. Após passar pelo medidor de vazão, a água vai para parte externa onde chega ao primeiro coletor, que neste caso é o coletor híbrido fotovoltaico térmico.



Figura 6.3- Vista superior do circuito hidráulico.

Na Figura 6.4 é possível observar os elementos externos que fazem parte da bancada. Observa-se um pirânometro (e) instalado no mesmo ângulo de inclinação dos coletores, para medir a irradiação solar total, o coletor híbrido térmico-fotovoltaico (g), e um coletor de placa plana (h). Também está ilustrada na imagem um painel fotovoltaico (f). Os medidores de temperatura do tipo pt100 estão alocados nas entradas (m) e (k) e saídas (l) e (j) dos coletores. O anemômetro (i) é usado para medir a velocidade do vento. A resistência (o), o tanque integrador (p) e o medidor de temperatura (q), que está ligado ao controlador PID, fazem parte do controle de estabilização da temperatura. Além disso, foi instalado um sensor de temperatura (n) após a saída do trocador de calor, antes da entrada da água na resistência. É ilustrado também o trocador de calor (r), colocado entre o primeiro e o segundo coletor.

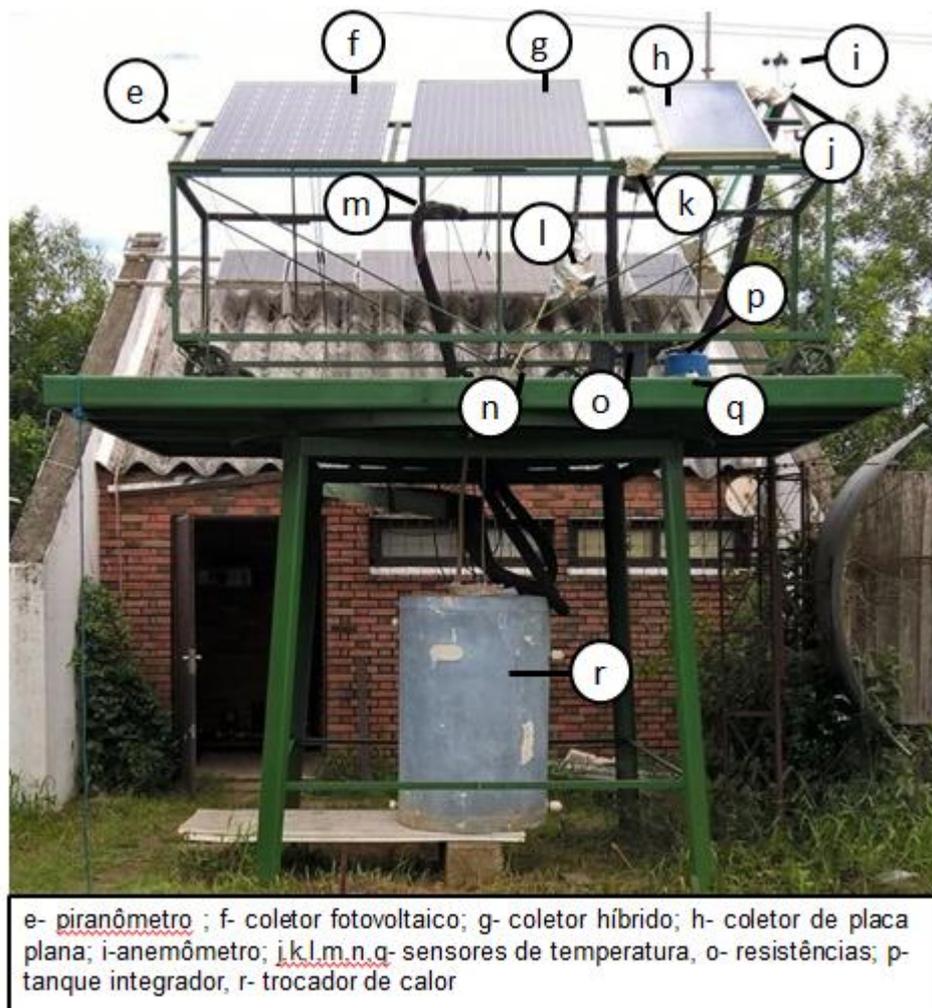


Figura 6.4- Vista da banca externa.

O teste é realizado ajustando a vazão em 1,9 l/min (com base na área de abertura do coletor híbrido). A plataforma é direcionada de modo que a radiação chegue normal aos coletores, os parâmetros PID são ajustados no controlador através de *auto-tuning* e o *setpoint* é escolhido conforme a temperatura de entrada no coletor híbrido. Após, é necessário aguardar a estabilização do controlador para iniciar efetivamente o teste dos coletores. O teste pode ser então realizado para os dois coletores simultaneamente.

6.2.1 Calibração dos Sensores para Teste Bancada Externa

Os sensores de temperatura da bancada externa foram calibrados por Manea, 2012. A incerteza de calibração na medida da diferença de temperatura entre os sensores é de 0,04°C e a incerteza total associada aos sensores para as medidas absolutas (sensores das entradas e saída dos coletores e da temperatura ambiente) é de 0,12°C.

6.3 Trocador de Calor

O trocador de calor foi instalado após o coletor híbrido com o intuito de resfriar a água de saída a um valor abaixo da temperatura de entrada do primeiro coletor, para posteriormente ser aquecida no estabilizador e assim adentrar no coletor de placa plana a uma temperatura mais próxima possível da temperatura de entrada do coletor híbrido.

Para construção do trocador de calor, foi utilizado um tanque de 600 litros e uma serpentina de cobre de 15 metros. A serpentina foi conformada em formato de cilindro helicoidal, conforme mostrado na Figura 6.5.



Figura 6.5- Serpentina de cobre do trocador de calor.

Para o cálculo do tamanho da serpentina foi utilizado um caso crítico em que a temperatura da saída do coletor foi considerada próxima da temperatura da água no trocador de calor. Além disso, a temperatura de entrada do coletor foi estabelecida 1,5°C maior que a temperatura do tanque de resfriamento. As equações descritas a seguir, usadas para os cálculos do dimensionamento da serpentina, foram conforme Çengel, 2009.

A determinação do tipo de escoamento dentro da serpentina foi obtida pelo valor do número de Reynolds, através da Equação 6.4.

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (6.4)$$

na qual ρ é a massa específica da água em kg/m³, V é a velocidade média da água na seção transversal da serpentina em m/s, L_c é o comprimento característico em m, neste caso o diâmetro da serpentina, e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em kg/ms.

Dentro da serpentina, a convecção é forçada e através do cálculo do número de Reynolds foi possível observar que o escoamento é laminar. Para um tubo circular com escoamento laminar plenamente desenvolvido, submetido a uma temperatura constante em sua superfície pode-se usar a consideração de um número de Nusselt de 3,66. Com isso, o coeficiente para transferência de calor por convecção forçada é então obtido através da Equação 6.5.

$$Nu = \frac{h_f D}{k} \quad (6.5)$$

na qual Nu é o número de Nusselt, h_f é o coeficiente de convecção forçada dentro da serpentina dado em W/m²K, D é o diâmetro da serpentina em metros, e k é o coeficiente de condução do fluido dado em W/mK.

É necessário também calcular o coeficiente de transferência de calor por convecção natural dentro do tanque. Assim calcula-se o número de Rayleigh (R_{ay}) pela Equação 6.6 e o número de Grashof (G_{rl}) conforme a Equação 6.7.

$$R_{ay} = G_{rl} P_{tl} \quad (6.6)$$

na qual P_{rl} é o número de Prandtl dado pela razão da viscosidade dinâmica do fluido multiplicada pelo calor específico e o coeficiente de condução do fluido, $\frac{\mu C_p}{k}$.

$$G_{rl} = \frac{g\beta(T_{su} - T_{\infty})D^3}{\nu} \quad (6.7)$$

na qual G_{rl} é o número de Grashof, g é a aceleração da gravidade em m/s^2 , β é o coeficiente de dilatação térmica dado em $1/K$, T_{su} é a temperatura da superfície da serpentina e T_{∞} é a temperatura dentro do tanque dados em $^{\circ}C$, e ν é a viscosidade cinemática dada em m^2/s .

Para convecção natural sobre a serpentina o número de Nusselt (N_{uD}) pode ser encontrado pela Equação 6.8, no qual o coeficiente C e n são obtidos conforme tabela em Incropera [2006, p.580] para o número de Rayleigh de 10^4 a 10^5 . E com isso é possível determinar o coeficiente de convecção natural (h_n).

$$N_{uD} = CR_{ay}^n \quad (6.8)$$

Com os valores obtidos para a convecção forçada interna à serpentina e a convecção natural sobre a serpentina é possível obter o coeficiente global de transferência de calor (U) que pode ser obtido pela Equação 6.9, visto que a espessura da parede da serpentina é pequena, sua superfície interna e externa são quase idênticas e sua condutividade térmica é elevada.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_n} \quad (6.9)$$

Obtendo-se a taxa de transferência de calor do coletor para a água através da Equação 6.1 é possível determinar o comprimento da serpentina pela Equação 6.10.

$$Q = UA_s\Delta T_{ln} \quad (6.10)$$

na qual A_s é a área de transferência de calor, ou seja, πDL_s , onde D é o diâmetro da serpentina e L_s é seu comprimento, e ΔT_{ln} é a diferença da temperatura média logarítmica, dada pela Equação 6.11.

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (6.11)$$

na qual ΔT_1 é a diferença da temperatura na entrada da serpentina e a temperatura do tanque e ΔT_2 é diferença da temperatura na saída da serpentina e a temperatura do tanque.

7 RESULTADOS

7.1 Calibração dos Sensores do Estabilizador (Montagem Interna)

Conforme procedimento descrito na seção 6.1.1 foi possível calibrar os sensores utilizados no teste da bancada montada internamente. O resultado da calibração pode ser vista na Figura 7.1. Aos pontos obtidos aplicou-se o método dos mínimos quadrados para se obter os coeficientes de ajuste da reta. O coeficiente de determinação (R^2) foi maior que 0,9999 para os três sensores.

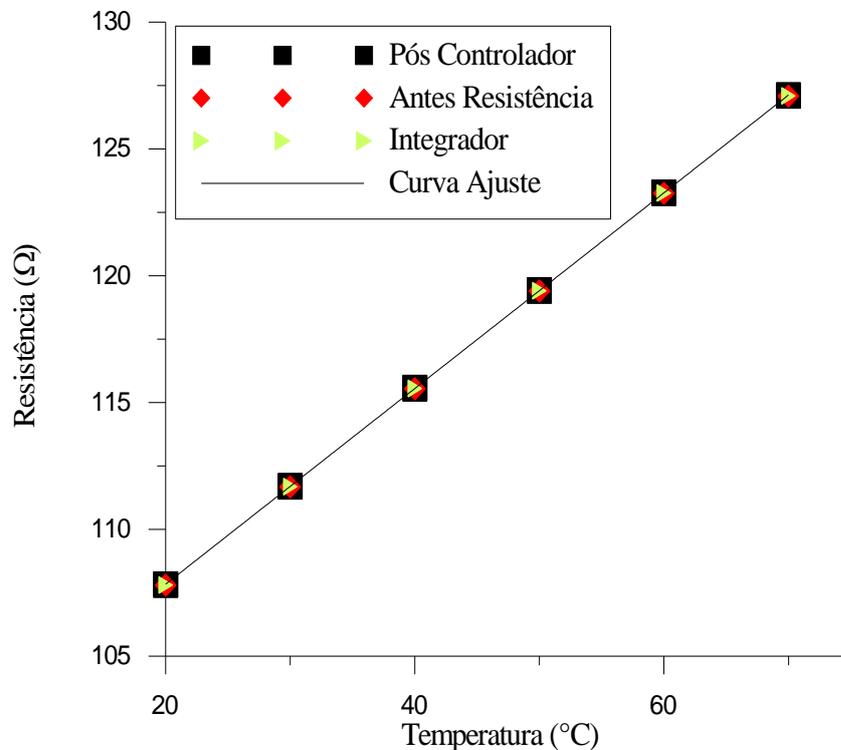


Figura 7.1-Resultados curvas de calibração para o sensor antes da resistência (4), pós-controlador (9) e integrador (13).

A incerteza referente à leitura do sistema de aquisição de dados (W_1) é dada conforme a Tabela 6.1, onde se utilizou uma escala de 1 k Ω , e para uma medida de 120 Ω obteve-se uma incerteza de 0,022 Ω , que equivale a uma incerteza de 0,05°C, visto que o coeficiente

de temperatura da resistência de platina é de $0,3857 \Omega/^{\circ}\text{C}$. A incerteza da medida (W_m) do valor absoluto da temperatura é de $0,1^{\circ}\text{C}$.

A partir da equação da curva obtida através da calibração é possível calcular o valor da temperatura para cada medida de resistência encontrada, com isso é possível calcular a diferença deste valor calculado com a temperatura ajustada no Banho Termostático. Após fazer o desvio médio quadrático desta diferença é possível calcular a incerteza referente ao ajuste da curva experimental da calibração (W_c) resultando em $0,04^{\circ}\text{C}$.

A incerteza total associada aos sensores (4), (9) e (13) para medida da temperatura absoluta é de $0,12^{\circ}\text{C}$ para os três sensores calibrados.

7.2 Comportamento do Estabilizador de Temperatura (Montagem interna)

O teste foi realizado para quatro temperaturas de *setpoint* de 35, de 45, de 55 e de 65°C . A vazão ficou estabelecida em 3 l/min. Na Figura 7.2 podem ser visto os resultados obtidos para cada sensor de temperatura, ou seja, no tanque, antes da resistência, no pós-controlador e no pós-integrador.

A temperatura dentro do taque no começo do teste para *setpoint* de 35°C é aproximadamente 6°C abaixo do valor de *setpoint*. A temperatura medida antes das resistências é menor que a temperatura dentro do tanque, devido às perdas térmicas para o ambiente, já que a tubulação não foi isolada. Para os valores de 45, de 55 e de 65°C , a temperatura do tanque também está bem abaixo dos valores desejados.

Conforme a temperatura do tanque vai aumentando devido à circulação da água há uma diminuição na diferença da temperatura antes da resistência em relação ao *setpoint* escolhido, conseqüentemente há uma redução na flutuação da temperatura pós-controlador. Assim, é possível observar que a temperatura após o controlador, tem uma oscilação significativa, com amplitude aproximadamente de 1°C , mas com o passar do tempo esta diminui, chegando a um valor em torno de $0,4^{\circ}\text{C}$.

A análise da amplitude da flutuação presente no processo de controle foi obtida através dos valores máximos e mínimos de temperatura do pós-controlador e também do pós-integrador. A Figura 7.3 mostra uma faixa de tempo do teste do estabilizador, na qual é se ilustra um exemplo de uma amplitude da temperatura do pós-controlador e de uma faixa de dados (período), utilizados para o cálculo da média da temperatura antes da resistência. Além

disso, observa-se como é determinada a variação da temperatura, ΔT , que é a diferença entre a média da temperatura antes da resistência menos o valor de *setpoint*.

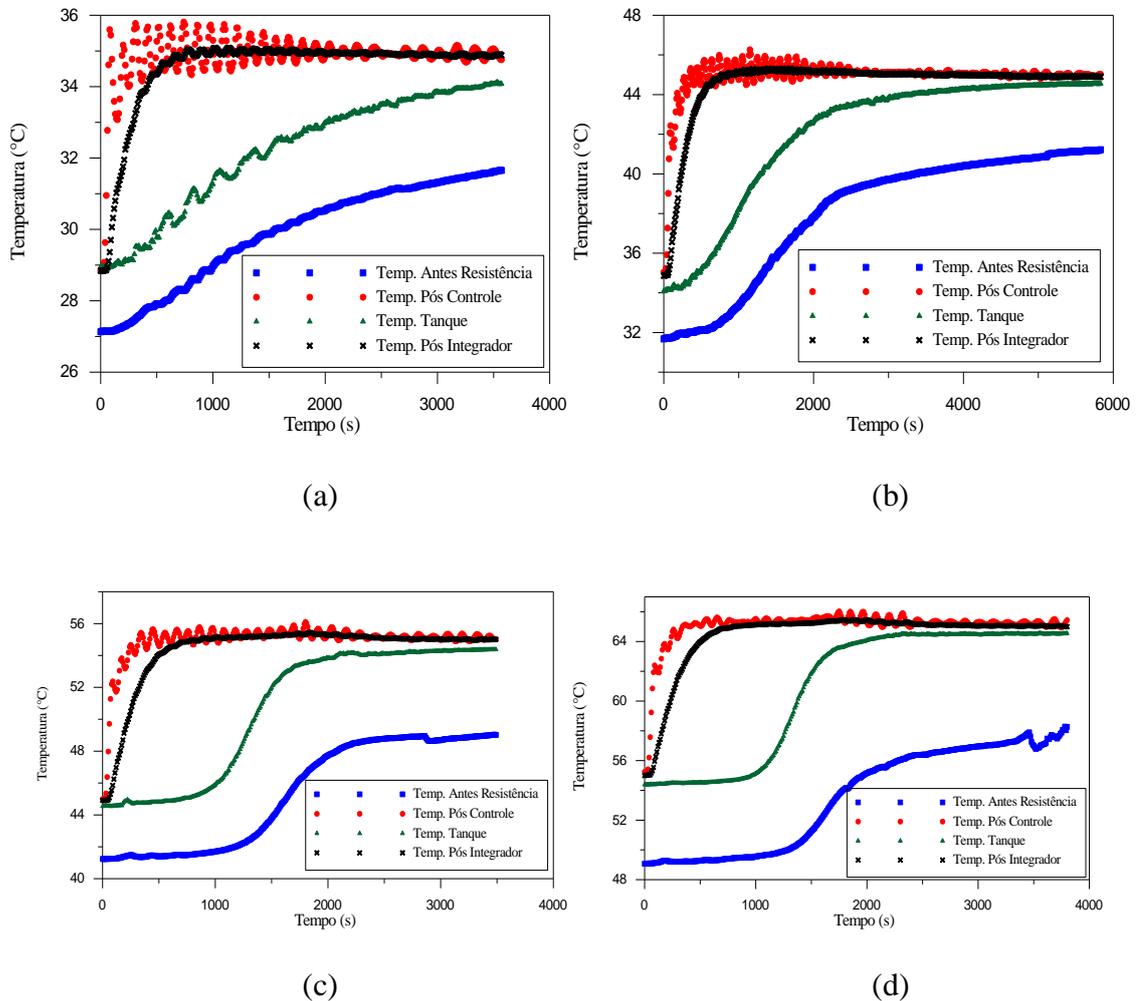


Figura 7.2- Análise do comportamento do estabilizador de temperatura para as temperaturas de *setpoint* de: 35°C (a), 45°C (b), 55°C (c) e 65°C (d).

Obtida a análise das oscilações de temperatura do pós-controlador e do pós-integrador e também da variação de temperatura, que ocorre devido o aquecimento do tanque, é possível observar se o comportamento do estabilizador condiz com o requisito da norma em relação a flutuação na temperatura. Para isso os gráficos da Figura 7.4 são apresentados podendo se observar os resultados de cada *setpoint* de 35°C (a), de 45°C (b), de 55°C (c) e de 65°C (d).

A flutuação da temperatura fica bem menor após passar o tanque integrador, conforme se comprova na Figura 7.4. Como já foi dito, a temperatura no tanque aumenta com o passar do tempo e é notável haver uma melhoria na flutuação da temperatura pós-integrador, que

pode ser decorrente disso. O uso do tanque integrador absorve as flutuações remanescentes e, com isso, permite ao estabilizador de temperatura satisfazer a norma, sendo importante sua integração na bancada de controle de temperatura.

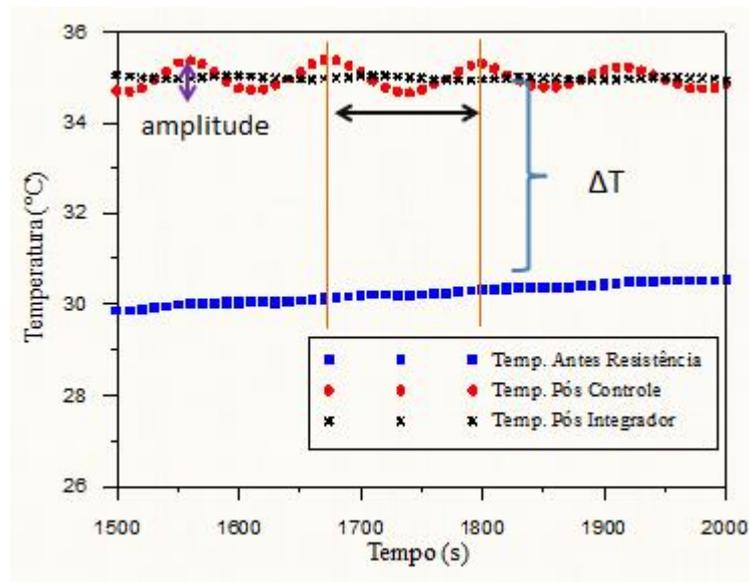


Figura 7.3- Determinação de amplitude e variação da temperatura, ΔT , para uma faixa de dados.

7.3 Comportamento do Estabilizador de Temperatura (Montagem na Banca de Ensaio dos Coletores)

Os testes do estabilizador montado externamente na bancada de ensaios de coletores foram realizados para diferentes temperaturas, visto que em alguns casos, simultaneamente ao teste de funcionamento do estabilizador foram realizados os testes de eficiência de um coletor híbrido e de um coletor de placa plana.

Para os testes foram utilizadas as condições do método estacionário da norma NBR 15747-2. As temperaturas de *setpoint* determinadas no estabilizador foram ajustadas conforme a temperatura de entrada do primeiro coletor. Após o ajuste da direção da bancada, de modo à radiação atingir a área do coletor perpendicularmente, o ajuste da vazão e também da temperatura de entrada do primeiro coletor, ajusta-se o valor de *setpoint* para a temperatura da água de entrada do segundo coletor. É necessário que o estabilizador entre em regime

permanente para que os valores de temperatura possam ser utilizados na determinação da eficiência do coletor.

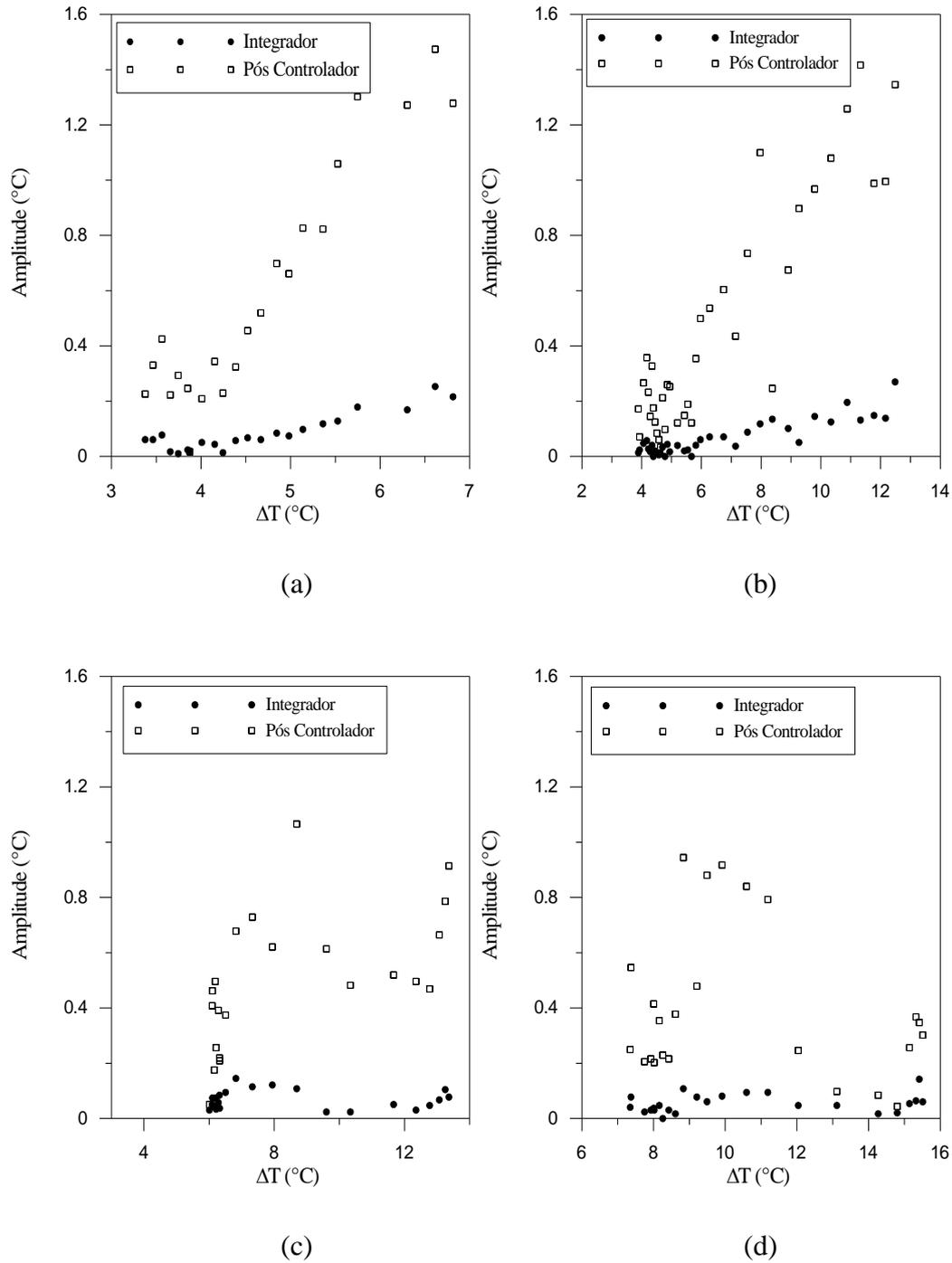


Figura 7.4- Análise da amplitude da flutuação para o controlador e para o integrador para as temperaturas de: 35°C (a), 45°C (b), 55°C (c), 65°C (d).

Na Figura 7.5 são apresentados os resultados do funcionamento do estabilizador durante um ensaio com temperatura de entrada próxima de 27°C, sendo as temperaturas de entrada: CHentrada, CPPentrada, e de saída: CHsaída, CPPsaída dos coletores híbrido e de placa planas, respectivamente. É também visível a temperatura da água após passar pelo trocador de calor (Pós TC). Para este período de teste a temperatura ambiente média estava em 29,2°C e a radiação total média de 889,13 W/m². Os pontos nos gráficos são mostrados para cada dois minutos e meio, ou seja, uma frequência de 1 ponto a cada 5 registros.

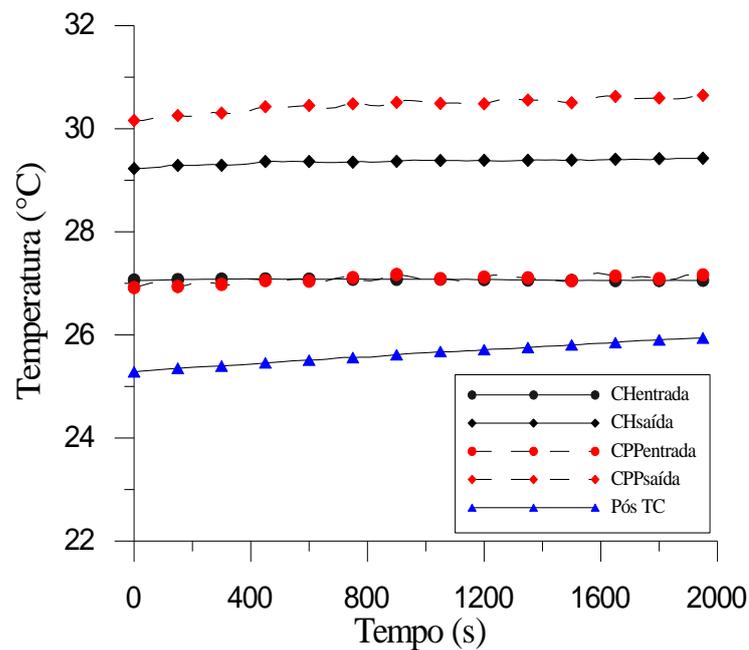


Figura 7.5- Resultados medidos das temperaturas de entrada e temperaturas de saída para realizar o teste dos coletores solares.

É possível notar que para este caso o controlador tem que impor um aquecimento de aproximadamente 2°C para que a temperatura de entrada da água no coletor de placas planas se aproxime do valor de entrada do híbrido.

Na Figura 7.6 é possível observar os resultados obtidos para um teste com temperatura inicial de entrada próxima de 58°C. Este teste foi inicialmente conduzido para um *setpoint* no controlador de 58,2°C. No tempo de 1350 segundos, conforme indicado no gráfico se reajustou este valor para 58°C para se aproximar melhor a temperatura de entrada do coletor

de placas planas da temperatura de entrada do coletor híbrido. A Figura 7.6 mostra todos os valores com uma frequência de 1 ponto a cada 5 registros.

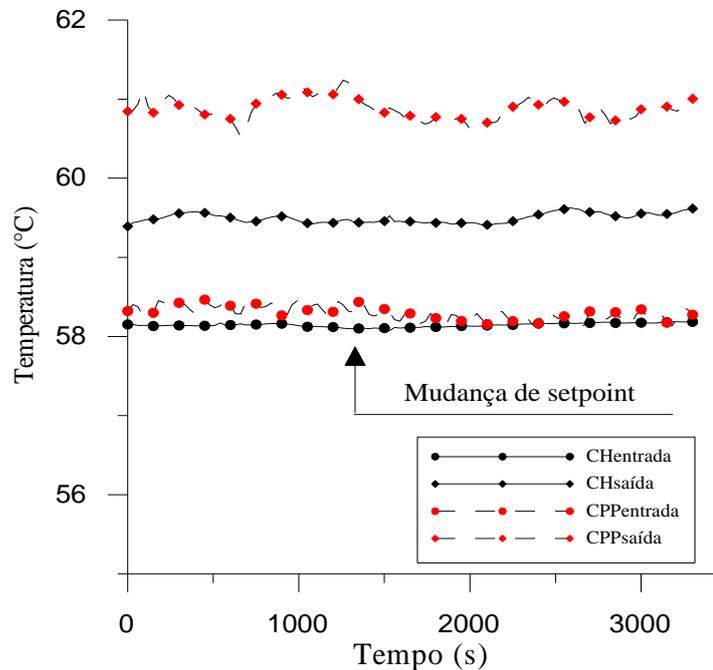


Figura 7.6- Resultado para teste de 58°C com mudança de *setpoint* durante realização de teste.

A Figura 7.7 mostra os resultados para um teste realizado em um momento em que havia nuvens passageiras no céu. Este teste não foi válido para o ensaio de coletores, mas foi realizado de modo a checar a estabilidade do controlador quando existe uma variação na temperatura de água de saída. Este teste é importante para mostrar a viabilidade de se usar o estabilizador, caso se opte por um teste de coletores utilizando-se o método quase dinâmico.

Além disso, o gráfico apresenta o aumento gradual da temperatura na entrada do coletor, o que reflete que o sistema não estava pronto para o ensaio, no intervalo de tempo de 0 a 1500 segundos, devido à inércia térmica existente neste momento. Os valores são mostrados com uma frequência de 1 ponto a cada 9 registros, ou seja, não estão apresentados todos os valores obtidos no teste.

Na Figura 7.8 é possível observar um trecho do gráfico da Figura 7.7. A escala foi ampliada para ser possível fazer uma análise da oscilação existente. A média para este trecho foi encontrada para as temperaturas de entrada dos dois coletores e a partir das médias foram

calculados os valores máximos e mínimos da temperatura da água, permitidos para cada coletor, conforme a norma NBR 15747-2. Observa-se que mesmo para pontos instantâneos do teste é possível atender ao requisito da norma.

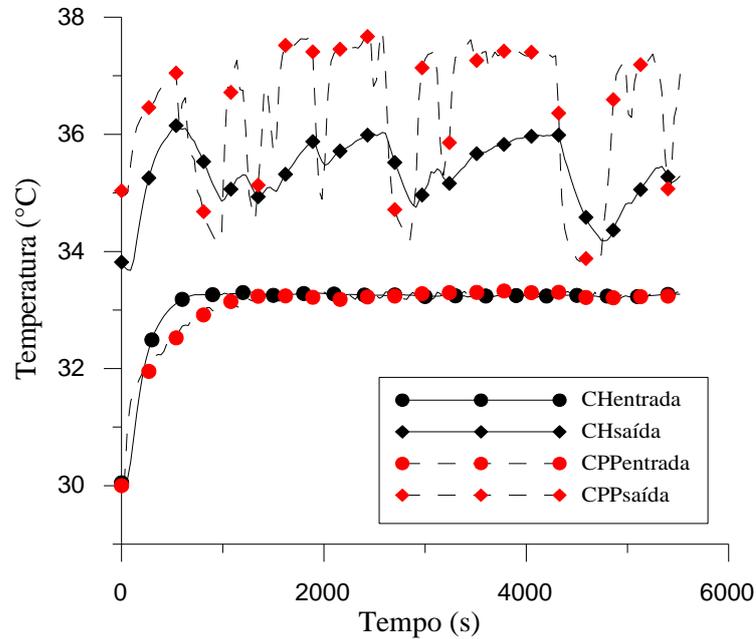


Figura 7.7- Resultados obtidos para temperatura de entrada próxima de 33°C.

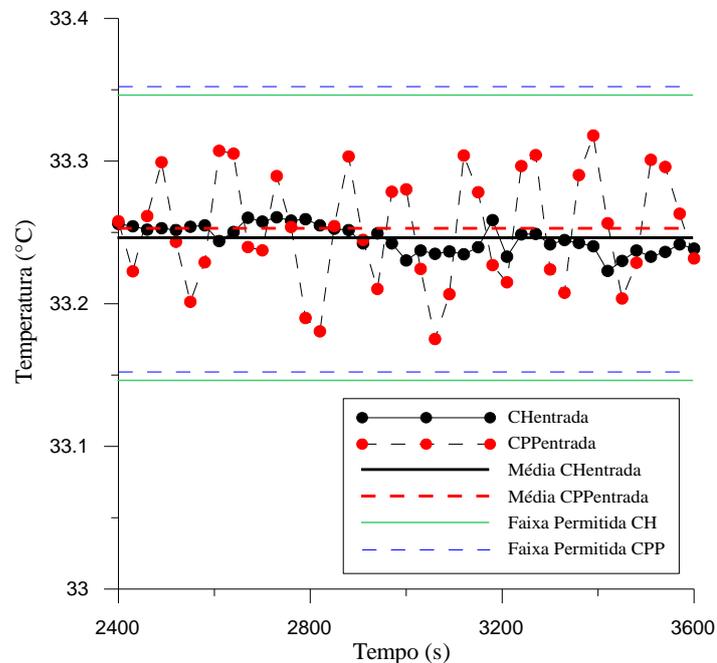


Figura 7.8- Análise da oscilação da temperatura de entrada do coletor de placa plana para um intervalo do resultado total do teste.

Para o cálculo da eficiência do coletor não é utilizado um valor instantâneo e sim valores médios, assim é necessário ainda realizar uma média dos valores da temperatura na entrada no coletor de placa plana. Neste caso a média da temperatura de entrada do coletor de placa plana foi feita para um intervalo de tempo de 150 segundos, que foi encontrado como o comprimento de onda da oscilação da temperatura.

Na Figura 7.9 são apresentados os resultados, sendo notável uma menor dispersão. Os valores mostrados para a temperatura de entrada do coletor híbrido são mostrados em uma frequência de 1 ponto a cada 5 registros para poder se comparar com a temperatura de entrada média do coletor de placa plana.

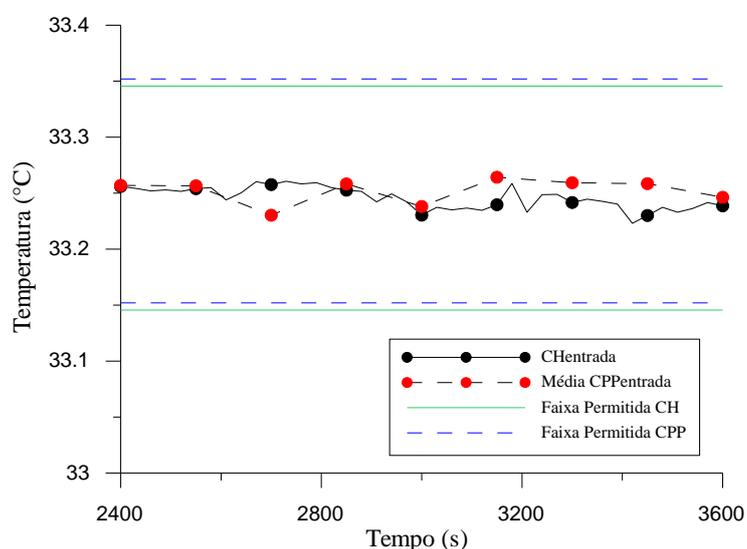


Figura 7.9- Resultado da temperatura média da água na entrada do coletor de placa plana em um intervalo de tempo de 150 segundos.

A Figura 7.10 apresenta resultados para um teste a temperatura de entrada de aproximadamente 38°C. A média da temperatura de entrada do coletor híbrido ficou em 37,92°C, já a média do coletor de placa plana ficou em 38°C. A maior parte dos valores está dentro da faixa encontrada para valores máximos e mínimos de temperatura segundo as exigências da norma.

A Figura 7.11 apresenta um resultado em que houve uma dispersão maior dos resultados em relação a faixa de valores que estão dentro do requerido pela norma. Foi feita uma análise da relação percentual do desvio padrão em relação à média, obtendo-se um valor

de 0,12% de dispersão relativa, para um desvio padrão de 0,066, sendo este um valor baixo não implica em problemas para a aceitabilidade do teste.

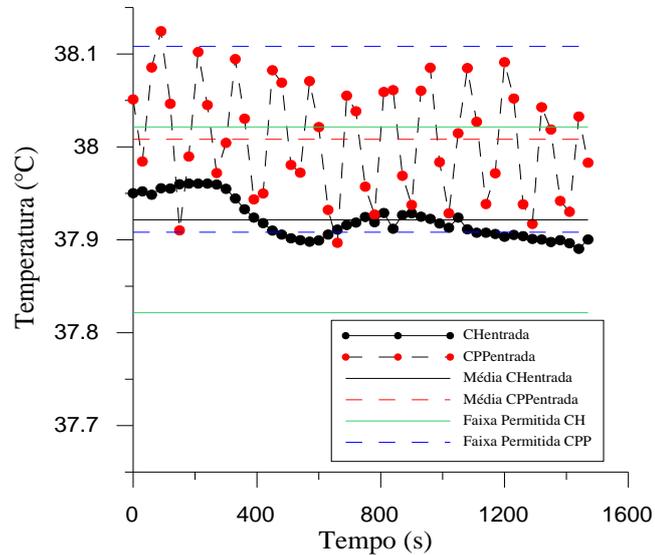


Figura 7.10- Resultados para teste com temperatura de entrada de aproximadamente 38°C.

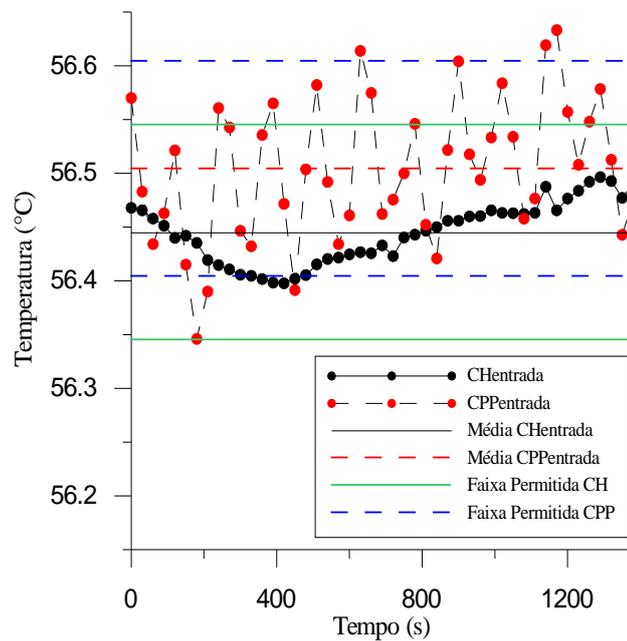


Figura 7.11- Resultados em que aparece uma pequena dispersão nos valores de temperatura da entrada do coletor de placa plana.

Fazendo-se uma média dos valores de temperatura de entrada, mostrados na Figura 7.11, em 150 segundos, conforme realizado anteriormente, é obtido um resultado que pode ser

visto na Figura 7.12, que mostra valores de temperatura de entrada no coletor de placa plana dentro da faixa necessária. Além disso, são mostradas as médias das temperaturas de entrada para os dois coletores, sendo os valores de temperatura do coletor híbrido demonstrados com uma frequência de 1 ponto a cada 5 registros. A média total apresentada para o coletor de placa plana é referente aos valores obtidos para as médias da temperatura feitas em intervalos de tempo de 150 segundos.

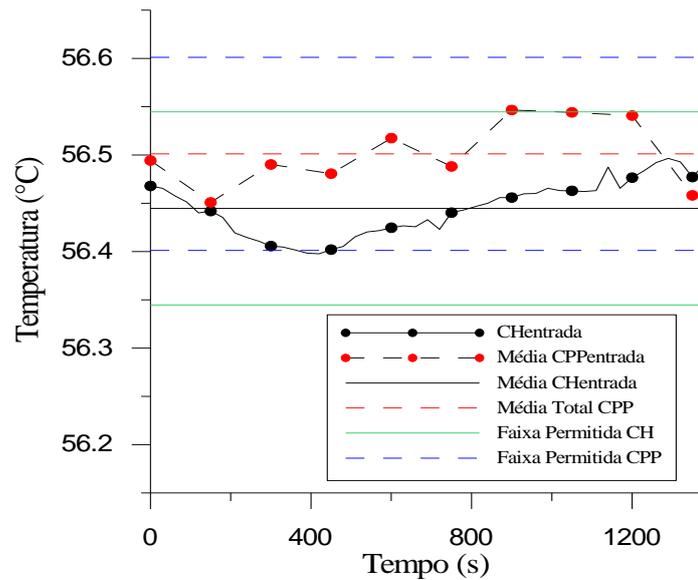


Figura 7.12- Média da Temperatura de entrada em faixas de 150 segundos.

8 CONCLUSÃO

Um estabilizador de temperatura foi construído, projetado e aplicado juntamente à bancada de testes de coletores solares do LABSOL- UFRGS. O equipamento foi desenvolvido para atender à norma brasileira de ensaios de coletores NBR 15747-2 em relação à sua imposição ao controle da temperatura de entrada. Além disso, com o equipamento em funcionamento foi possível realizar o teste simultâneo de dois coletores solares montados em série, que possui vantagens em relação à economia de equipamentos, às incertezas nas medidas e também à possibilidade de se ter a mesma condição climática para os dois coletores no momento do teste.

Inicialmente, a bancada foi instalada internamente ao laboratório para testes, de modo a observar o comportamento do controlador PID utilizado para fazer o controle do processo, sendo este incumbido de realizar o chaveamento das resistências, conforme o *setpoint* requerido. Além disso, um tanque integrador foi colocado no circuito para amortecer flutuações da temperatura remanescentes, após o controlador. Com isso, o sistema mostrou-se satisfatório no atendimento do requisito da norma em relação ao desvio permitido do valor médio da temperatura, de 0,1°C.

O estabilizador foi montado para execução do ensaio de eficiência de dois coletores em série. Assim, a água após ter passado pelo coletor híbrido, se dirigiu a um trocador de calor, resfriou-se até uma temperatura abaixo do valor em que entrou no primeiro coletor. Posterior a essa etapa estava o estabilizador, que forneceu à água, o aquecimento necessário para entrar no coletor de placa plana no mesmo patamar de temperatura do primeiro coletor. Isso permitiu que o teste dos coletores fosse realizado para um mesmo nível de temperatura de entrada, em ambos.

Para satisfazer a norma, foi necessário também que o estabilizador garantisse uma baixa flutuação da temperatura de entrada no coletor de placa plana. Com base nos testes realizados foi possível concluir que o equipamento foi capaz de manter esta temperatura estável. Em alguns testes alguns pontos de temperatura ficaram fora da faixa permitida, porém, foi calculada a média destes pontos, sendo observado que essa dispersão, pequena, foi contida. Como a média da temperatura é uma prática nos testes de eficiência, visto que esta

não é determinada para valores instantâneos e sim para valores médios, o estabilizador se mostra útil e adequado para os ensaios de coletores.

Além disso, futuramente será possível realizar o teste comparativo de coletores muito parecidos, visto que as incertezas serão as mesmas para ambos. Outra opção poderá ser o teste de coletores com absorvedores diferentes, por exemplo, um de serpentina e um de chapa e tubo. Poderá também se testar coletores com pequenas diferenças de configuração, como diferentes espaçamentos entre os tubos do absorvedor, ou cores diferentes do absorvedor. Assim, será possível notar pequenas variações que possam ocorrer no comportamento térmico dos coletores testados e observar mais precisamente o desempenho dos mesmos.

8.1 Trabalhos Futuros

Para facilitar o controle da temperatura da água de resfriamento dentro do trocador de calor, sugere-se instalar um controle que funcione juntamente com o PID, para poder fazer um ajuste da temperatura do trocador de calor, conforme houver um aumento da temperatura de saída do coletor. Isso permitiria uma diferença de temperatura menor entre a temperatura de entrada do primeiro coletor e a temperatura de saída do trocador de calor, o que permitiria uma maior facilidade de controle do estabilizador.

Para evitar o aumento da temperatura do tanque que abastece o ensaio dos coletores, sugere-se instalar outro trocador de calor, ou sistema refrigerante na saída do segundo coletor, ou seja, antes da água voltar ao tanque. Este sistema deveria possuir um controle para ajuste do resfriamento da água de modo a entregar água à uma mesma temperatura do tanque, ou seja, resfriar o aquecimento da água imposto pelo segundo coletor.

Outro ponto que se sugere trabalhar seria o aprofundamento no estudo do controle PID visando otimizar os parâmetros de controle manualmente. Com isso, se diminuiria o tempo de estabilização da temperatura no *setpoint* desejado. Além disso, sugere-se também fazer um estudo da inércia térmica do sistema.

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.

ANEEL. Agencia Nacional de Energia Elétrica. **Estrutura Tarifária para o Serviço de Distribuição de Energia Elétrica**. Nota Técnica Técnica nº 362/2010-SRE-SRD/ANEEL Brasília, Dez. 2010. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/audiencia/arquivo/2010/120/documento/nota_tecnica_n%C2%BA_362_2010_sre-srd-aneel.pdf> Acesso em: nov. 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.

Aström, K. J.; Hägglund, T.; Automatic Tuning of Simple Regulators with Specifications on Phase and Amplitude Margins. **Automatica**, v. 20, nº 5, p. 645-651, 1984.

Aström, K. J. et al. Automatic Tuning and Adaptation for PID Controllers- A Survey. **Control Engineering Practice**, v. 1, nº 4, p. 699-714, 1993.

Aström, K. J.; Hägglund, T.; **PID Controllers: Theory, Design and Tuning**. ISA, Durham, 1994.

Aström, K. J.; Hägglund, T.; The Future of PID Control. **Control Engineering Practice**, v. 9, p. 1163-1175, 2001.

Aström, K. J.; Hägglund, T.; Revisiting the Ziegler-Nichols step response method for PID Control . **Journal of Process Control**, v. 14, p. 635-650, 2004.

Bialkowski, W.L.; Dream vs Reality: A view from both sides of the gap. 1993. In: Yu, C. C.; **Autotuning of PID Controllers**. Springer, 2006.

Canon, J. R.; **Controladores PID industriais com sintonia automática por realimentação a relê**. Dissertação Mestrado, USP, São Paulo, 1999.

Çengel, Y. A.; **Transferência de Calor e Massa**. McGraw-Hill Brasil, 3º edição, 2009.

DASOL . Departamento Nacional de Aquecimento Solar da ABRAVA. **Energia Térmica Solar Participação na Matriz Energética e Contribuições Socioeconômicas ao Brasil**. São Paulo, Ago. 2014.

DASOL. Departamento Nacional de Aquecimento Solar da ABRAVA. **Revista Sol Brasil**. Disponível em: <http://issuu.com/revistasolbrasil/docs/revista_sol_brasil_26edicao>. Acesso em: 10 out. 2015.

Duffie, J. A., Beckman, W. A.; **Solar Engineering of Thermal Processes**, John Wiley & Sons, 1991.

EPE. Empresa de Pesquisa Energética. **Expansão da Energia- 1º Leilão de Energia de Reserva de 2015**. Disponível em: <[http://www.epe.gov.br/leiloes/Documents/Leil%C3%A3o%20de%20Reserva%20\(2015\)/NT_EPE-DEE-NT-127_2015-r0_completo.pdf](http://www.epe.gov.br/leiloes/Documents/Leil%C3%A3o%20de%20Reserva%20(2015)/NT_EPE-DEE-NT-127_2015-r0_completo.pdf)> Acesso em: Nov. 2015.

Faghri, A.; Heat Pipe Science and Technology, 1995. In: Jahanbakhsh, A.; Haghgou, H. R.; Alizadeh, S.; Experimental Analysis of a Heat Pipe Operated Solar Collector Using Water–Ethanol Solution as the Working Fluid. **Solar Energy**, v.118, p. 267-275, 2015.

Hägglund, T.; Aström, K. J. Revisiting The Ziegler- Nichols Tuning Rules for PI control - Part 2 The Frequency Response Method. **Asian Journal of Control**, p. 469-482, 2004.

Hang, C. C.; Aström, K. J.; Wang, Q. G.; Relay Feedback Auto-tuning of Process Controllers - A Tutorial Review. **Journal of Process Control**, v. 12, p. 143-162, 2002.

Hersh, M. A.; Johnson, M. A. A Study of Advanced Control System in the Work Place. **Control Engineering Practice**, p. 771-778, 1997.

IEA. International Energy Agency. **Technology Roadmap Solar Photovoltaic Energy**. France, 2014.

Incropera, F. P. et. al.; **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Wiley, 6th edition, 2006.

Jahanbakhsh, A.; Haghgou, H. R.; Alizadeh, S.; Experimental Analysis of a Heat Pipe Operated Solar Collector Using Water–Ethanol Solution as the Working Fluid. **Solar Energy**, v.118, p. 267-275, 2015.

Kalogirou. S. A.; Solar thermal collectors and applications. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 30, p. 231–295, 2004.

Kratzenberg, M. G.; et. al.; **Test Facility for Quasi Dynamic Collector Tests for the Characterization of Thermal Solar Collectors in Accordance with the International Norms**. Congresso Brasileiro de Metrologia, Recife, set. 2003.

LAUDA. **Manual LAUDA ECO**. Disponível em: <http://www.lauda-brinkmann.com/downloads/2013-2014_ECO.pdf> Acesso em: dez. 2015.

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.

Mangal, D., et al.; Acknowledgement of evacuated tube solar water heater over flat plate solar water heater, 2010. In: Sabiha, M. A.; et al.; Progress and latest developments of evacuated tube solar collectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 51, p. 1038- 1054, 2015.

Matrawy, K. K.; Farkas, I. Comparison Study for Three Types of Solar Collectors for Water Heating. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n° 9, p. 861-869, 1997.

Mitsukura, Y.; Yamamoto, T.; Kaneda, M.; A design of Self-Tuning PID Controllers Using a Genetic Algorithm. **Proceedings of The American Control Conference**, p. 1361-1365, 1999.

Nishikawa, Y.; et. al.; A Method for Auto-tuning of PID Control Parameters. **Automatica**, v. 20, n° 3, p. 321-332, 1984

NOVUS. Artigo Técnico de Fabricante NOVUS. Disponível em: <<http://www.novus.com.br/artigosnoticias/arquivos/ArtigoPIDBasicoNovus.pdf>> Acesso em: nov. 2015.

O'Dwyer, A.; **Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules**. Imperial College Press, 2006.

Ogata, K.; **Engenharia de Controle Moderno**. Prentice/Hall do Brasil Ltda, 1982.

Osório, T.; Carvalho, M. J.; Testing of Solar Thermal Collectors under Transient Conditions. **Energy Procedia**, v. 30, p. 1344-1353, 2012.

Passos, L., Colle S., Cardemil, J. M.; **Um Estudo sobre os Impactos Técnicos da Introdução de Sistemas de Aquecimento Solar no Brasil**. XV Congresso Ibérico y X Iberoamericano de Energía Solar, Espanha, jun. 2012.

Rosa, F. N.; Manea, T. F.; Krenzinger, A.; **Desenvolvimento de Um Sistema de Ensaios e Comparações de Coletores Solares para Aquecimento de Água**. IV Congresso Brasileiro de Energia Solar e V Conferência Latino-Americana da ISES, São Paulo, set. 2012.

Salazar, J. P.; **Economia de Energia e Redução do Pico da Curva de Demanda para Consumidores de Baixa Renda por Agregação de Energia Solar Térmica**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 2004.

Shen, J. C.; New Tuning Method for PID Controller . **ISA Transactions**, p. 473-484, 2001.

Toro, J. D. N.; **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**. Dissertação de Mestrado, PROMEC, UFRGS, Porto Alegre, 2015.

Tripanagnostopoulos, Y.; Souliotis, M.; Nousia, TH.; Solar Collectors With Colored Absorbers. **Solar Energy**, v. 68, n° 4, p. 343–356, 2000.

Yu, C. C.; **Autotuning of PID Controllers**. Springer, 2006.

Zambolin, E.; Del Col, D.; Experimental Analysis Of Thermal Performance Of Flat Plate And Evacuated Tube Solar Collectors In Stationary Standard And Daily Conditions. **Solar Energy**, v. 84, p. 1382-1396, 2010.

Zhuang, M.; Atherton, D. P.; Automatic Tuning of Optimum PID Controllers . **IEEE Proceedings**, 216-224, 1993.

Ziegler, J. G.; Nichols, N. B.; Optimum Settings for Automatic Controllers. **American Society of Mechanical Engineers**, p. 759-768, 1942.