

UNESP
FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

GUARATINGUETÁ
2011

SÉRGIO RICARDO DE MATTOS

ANÁLISE DO RENDIMENTO TÉRMICO DO AQUECEDOR SOLAR
PARABÓLICO CILÍNDRICO

Dissertação apresentada à
Faculdade de Engenharia do
Campus de Guaratinguetá,
Universidade Estadual Paulista,
para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica na área
de Transmissão e Conversão de
Energia.

Orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

Guaratinguetá
2011



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

SÉRGIO RICARDO DE MATTÓS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. TEÓFILO MIGUEL DE SOUZA
Orientador / Unesp-Feg

Prof. Dr. OSIRIS CANCEGLIERI JÚNIOR
PUC/PR

Prof. Dr. RUBENS ALVES DIAS
Unesp - Feg

Fevereiro de 2011

M444a Mattos, Sérgio Ricardo de

Análise do rendimento térmico do aquecedor solar parabólico
cilíndrico / Sérgio Ricardo de Mattos – Guaratinguetá : [s.n], 2011.
108 f. : il.

Bibliografia: f. 108

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011.

Orientador: Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza

Aquecimento solar 2. Energia solar I. Título

CDU 697.329

DADOS CURRICULARES
SÉRGIO RICARDO DE MATTOS

NASCIMENTO	Jacareí, 01 de fevereiro de 1968.
FILIAÇÃO	Orlando Cândido de Mattos (in memoriam) Maria José gama de Mattos
1992/1998	Curso de Graduação Engenharia Mecânica. Universidade de Mogi das Cruzes – SP.
2006/2011	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus, fonte de vida e de graça. Agradeço pela minha vida, inteligência, família e amigos.

Aos meus pais Maria José Gama de Mattos e Orlando Cândido de Mattos (in memoriam), que, apesar de todas as dificuldades enfrentadas, sempre me incentivaram a estudar e deram suporte necessário para que isso acontecesse.

Ao orientador, *Prof. Dr. Teófilo Miguel de Souza*, e ao meu co-orientador *Prof. Dr. Pedro Magalhães Sobrinho*, por apoiar e dar à necessária orientação para desenvolver este trabalho.

Aos amigos, que sempre me incentivaram a fazer o curso, e sempre me ajudaram no estudo. Dividimos os conhecimentos e as despesas para aliviar a distância da universidade.

Às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá, pela dedicação, presteza e, principalmente, pela vontade de ajudar.

Às secretárias da pós-graduação Regina e Juliana, a secretária do Departamento da Engenharia Elétrica Sônia, aos funcionários Sidney da Pós-graduação e ao Rodolfo da oficina, pela dedicação e alegria no atendimento.

MATTOS, S. R. **Análise do rendimento térmico do aquecedor solar parabólico cilíndrico**. 2011. 108 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Este aquecedor solar foi construído em uma estrutura metálica, que tem um revestimento de polietileno reflexivo parabólico cilíndrico, onde no foco da parábola passa uma serpentina com sete tubos em cobre de 9,5 mm e o projeto foi desenvolvido para obter temperaturas mais elevadas do que os aquecedores planos.

O objetivo desta dissertação foi atingir temperaturas mais altas na fase líquida. As temperaturas alcançadas foram obtidas utilizando uma densidade de potência solar que variou entre $(1.000 \pm 10) \text{ W/m}^2$, nas vazões de: 66, 54, 42, 30, 27, 24, 21, 18, 15, 12 e 9 litros por hora. A máxima temperatura atingida utilizando-se a vazão de nove litros por hora foi de 71°C , permitindo uma diferença de temperatura, em relação a temperatura ambiente de 43°C . A máxima vazão utilizada no aquecedor solar parabólico cilíndrico foi de 66 litros por hora e obteve-se uma temperatura de 38°C , sendo a diferença em relação à temperatura ambiente de 6°C .

Assim com o desenvolvimento do aquecedor solar parabólico cilíndrico obtiveram-se temperaturas maiores em uma área de captação menor, do que em aquecedor convencionais planos e com rendimentos superiores a 70% em sua maior faixa de operação.

PALAVRAS-CHAVE: Aquecedor solar parabólico, energia solar, fonte renovável, coletor solar.

MATTOS, S. R. **Cylindrical parabolic solar collector, analysis, optimization and performance evaluation**. 2011. 108 p. Dissertation (Master's degree of Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, UNESP - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

This solar heater is constructed of a metallic structure, which has a polyethylene coating reflective parabolic cylindrical, where the focus of the parable is a serpentine seven copper pipes of 9.5 mm and the project was designed to obtain higher temperatures than the heaters plans and the objective of this thesis was to reach higher temperatures in the liquid phase.

The temperatures reached were obtained using a solar power density ranged from $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$, the flow rates: 66, 54, 42, 30, 27, 24, 21, 18, 15, 12 and 9 liters per hour. The maximum temperature reached by using the flow of nine liters per hour was 71°C , allowing a temperature difference in relation to ambient temperature of 43°C . The maximum flow rate used in the cylindrical parabolic solar heater was 66 liters per hour and obtained a temperature of 38°C , and the difference in the ambient temperature of 6°C . So with the development of a cylindrical parabolic solar heater temperatures were obtained in a larger area smaller than in conventional heating plans and with performance up to 70% on the higher range of operation.

KEYWORDS: Solar Heater, solar energy, renewable source, solar collector.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 – Aquecedor solar do Centro de Energias Renováveis.....	22
Figura 2 – Distribuição de cores do espectro visível	24
Figura 3 – Irradiação monocromática para corpo negro	27
Figura 4 – Distribuição de energia incidente em um corpo translúcido.....	27
Figura 5 – Fluxo de calor que através um cilindro oco.....	31
Figura 6 – Absorção e emissão através de diferentes superfícies	36
Figura 7 – Aquecedor solar de placa plana	38
Figura 8 – Curva da eficiência térmica de um coletor solar.....	41
Figura 8 – Dimensões básicas do aquecedor solar	43
Figura 9 – Radiação dos raios solares no interior do aquecedor solar	44
Figura 10 – Foco da parábola	45
Figura 11 – Corte transversal do aquecedor solar	45
Figura 12 – Componentes internos do aquecedor solar	46
Figura 13 – Rotação através dos mancais	47
Figura 14 – O projeto inicial do aquecedor solar parabólico cilíndrico	47
Figura 15 – Grampos de fixação	48
Figura 16 – Sistema de controle da vazão	49
Figura 17 – Sistema de controle da vazão	50
Figura 18 – Posicionamento do termopar na parede externa da serpentina	51
Figura 19 – Monitoramento da temperatura ambiente pelo termopar	52
Figura 20 – Instalação de rodas no aquecedor solar	53
Figura 21 – Acompanhamento manual utilizando um inclinômetro	53
Figura 22 – Representação da inclinação manual realizada no aquecedor solar	54
Figura 23 – Desenho esquemático para realizar a análise térmica	55
Figura 24 – Ligação entre o reservatório e o aquecedor solar	55
Figura 25 – Altura do reservatório e a entrada do aquecedor solar	56
Figura 26 – Pontos de coleta de dados no aquecedor solar	57
Figura 27 – Becker e cronômetro utilizados nos experimentos	57
Figura 28 – Medidor de densidade de potência solar	58

Figura 29 – Anemômetro digital	59
Figura 30– Termômetro digital	60
Figura 31 – Gráfico do experimento na vazão de 66 litros por hora	63
Figura 32 – Gráfico do experimento na vazão de 54 litros por hora	67
Figura 33 – Gráfico do experimento na vazão de 42 litros por hora	70
Figura 34 – Gráfico do experimento na vazão de 30 litros por hora	73
Figura 35 – Gráfico do experimento na vazão de 27 litros por hora	77
Figura 36 – Gráfico do experimento na vazão de 24 litros por hora	80
Figura 37 – Gráfico do experimento na vazão de 21 litros por hora	83
Figura 38 – Gráfico do experimento na vazão de 18 litros por hora	87
Figura 39 – Gráfico do experimento na vazão de 15 litros por hora	90
Figura 40 – Gráfico do experimento na vazão de 12 litros por hora	93
Figura 41 – Gráfico do experimento na vazão de 9 litros por hora	97
Figura 42 – Gráfico do resultado da vazão em função da temperatura	101
Figura 43 – Gráfico do resultado da vazão em função do rendimento	102

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – ASSOCIAÇÃO ENTRE CORES E COMPRIMENTO DE ONDA.....	25
TABELA 2 – TÍPICOS VALORES DO COEFICIENTE DE PELÍCULA	34
TABELA 3 – DADOS GERAIS DO ALUMÍNIO E DO COBRE (PROTOLAB, 2010)	35
TABELA 4 – NÍVEIS DE DENSIDADE DE POTÊNCIA SOLAR NO MUNDO E NO BRASIL.....	37
TABELA 5 – DADOS BÁSICOS DO AQUECEDOR SOLAR.....	43
TABELA 6 – CONFIGURAÇÃO DOS TERMOPARES NAS COLETAS DE DADOS	52
TABELA 7 – INCLINAÇÃO FEITA PARA O RASTREAMENTO SOLAR	54
TABELA 8 – DADOS TÉCNICOS DO INCLINÔMETRO	58
TABELA 9 – DADOS TÉCNICOS DO MEDIDOR DE DENSIDADE DE POTÊNCIA SOLAR.....	59
TABELA 10 – DADOS TÉCNICOS DO ANEMÔMETRO DIGITAL.....	60
TABELA 11 – DADOS TÉCNICOS DO TERMÔMETRO DIGITAL	60
TABELA 12 – VALORES DE VAZÕES UTILIZADOS NOS EXPERIMENTOS	62
TABELA 13 – VERIFICAÇÃO TÉRMICA DO AQUECEDOR SOLAR	100

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANEEL	-	Agência Nacional de Energia Elétrica
UNESP	-	Universidade Estadual Paulista

LISTA DE SÍMBOLOS

Simbologia	Significado	Unidade
A	área	[m ²]
°C	grau centígrado	[°C]
c _p	calor específico	[cal /s]
dp _m	densidade de potência média	W/m ²
K	grau Kelvin	[K]
kg	quilograma	
I	densidade de potência solar	[W/m ²]
L	calor latente	[cal]
m	massa	[g]
MJ	megajoule	[MJ]
ml	mililitro	
Q	quantidade de calor fornecida	[kcal/h]
q _c	quantidade de calor corrigido	[kcal/h]
q _{rad}	fluxo de calor por radiação	[kcal/h]
q _{conc}	fluxo de calor por condução	[kcal/h]
R _t	resistência térmica	[adimensional]
η	rendimento	[adimensional]
s	segundo	[s]
T	Tempo	[adimensional]
t _a	temperatura ambiente	[°C]
T _s	temperatura saída da serpentina	[°C]
T _t	temperatura na parede externa as serpentina	[°C]
U _R	Umidade relativa	[adimensional]
V _V	velocidade do vento	[m/s]
W	watt	[W]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	BREVE HISTÓRICO	19
1.2	IMPORTÂNCIA.....	21
1.3	JUSTIFICATIVA	21
1.4	DELIMITAÇÕES DO ASSUNTO E FORMULAÇÃO DE HIPÓTESES ...	22
1.5	OBJETIVO DA PESQUISA	22
1.5.1	Objetivo geral	22
1.5.2	Objetivos específicos	23
1.6	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	23
2	CONCEITO DE AQUECEDOR SOLAR.....	24
2.1	ABSORÇÃO POR RADIAÇÃO SOLAR	24
2.2	LEIS DE RADIAÇÃO PARA CORPOS NEGROS	26
2.3	LEI DE STEFAN-BOLTZMANN	28
2.4	MODO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO.....	29
2.5	EQUAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBO OCO	31
2.5.1	TRANSFERENCIA POR CONVECÇÃO	33
2.6	CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO COBRE.....	35
2.7	PROPRIEDADES DAS PLACAS REFLETORAS.....	35
2.7.1	Funcionamento de um aquecedor solar plano	37
2.7.2	Equação de Hottel-Whillier para placas coletoras.....	39
2.7.3	Curva típica de eficiência do coletor solar	40
2.8	CÁLCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO DO AQUECEDOR SOLAR .	42
2.8.1	Cálculo da quantidade de calor para aquecer a água	42
3	DADOS DO AQUECEDOR SOLAR PARABÓLICO CILÍNDRICO	43
3.1	DIMENSÕES DO AQUECEDOR SOLAR.....	43
3.2	DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO AQUECEDOR SOLAR.....	44
3.3	DESCRIÇÃO DO AQUECEDOR SOLAR	45
3.4	O PROJETO INICIAL DO AQUECEDOR SOLAR.....	47
3.5	PROPOSTA PARA O PROJETO DO AQUECEDOR SOLAR	48

3.6	ADEQUAÇÃO DO AQUECEDOR SOLAR	48
3.7	MELHORIAS NO AQUECEDOR SOLAR	49
3.7.1	Instalação de um sistema de controle da vazão	49
3.7.2	Cálculo da vazão	50
3.7.3	Posicionamento do termopar na serpentina.....	51
3.7.4	Coleta dos dados da temperatura ambiente.....	52
3.7.5	Melhoria no sistema de rastreamento solar	52
3.8	CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA DO AQUECEDOR SOLAR.....	54
3.8.1	Abastecimento de água para o aquecedor solar.....	55
3.8.2	Distância entre a saída do reservatório e a entrada do aquecedor solar	56
3.8.3	Pontos das medições das temperaturas no aquecedor solar	56
3.9	INSTRUMENTOS UTILIZADOS NA PARTE EXPERIMENTAL	57
3.9.1	Becker e o cronômetro utilizado para o controle da vazão	57
3.9.2	Inclinômetro manual	58
3.9.3	Medidor de densidade de potência solar	58
3.9.4	Anemômetro digital.....	59
3.9.5	TERMÔMETRO DIGITAL	60
4	PARTE EXPERIMENTAL	62
4.1	EXPERIMENTOS UTILIZANDI O AQUECEDOR SOLAR	62
4.2	VAZÃO DE 66 LITROS POR HORA.....	63
4.2.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 66 litros por hora.....	63
4.2.2	Cálculo térmico do aquecedor solar na vazão de 66 litros por hora.....	64
4.2.3	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	64
4.2.4	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	65
4.2.5	Perdas térmicas na vazão de 66 litros por hora	65
4.2.6	Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 66 litros por hora	66
4.2.7	Rendimento na vazão de 66 litros por hora	66
4.3	VAZÃO DE 54 LITROS POR HORA.....	66
4.3.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 54 litros por hora.....	67
4.3.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	68
4.3.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	68

4.3.4	Perdas térmicas na vazão de 54 litros por hora	69
4.3.5	Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 54 litros por hora	69
4.3.6	Rendimento na vazão de 54 litros por hora	69
4.4	VAZÃO DE 42 LITROS POR HORA.....	70
4.4.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 42 litros por hora.....	70
4.4.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	71
4.4.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	72
4.4.4	Perdas térmicas na vazão de 42 litros por hora	72
4.4.5	Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 24 litros por hora	72
4.4.6	Rendimento na vazão de 42 litros por hora	73
4.5	VAZÃO DE 30 LITROS POR HORA.....	73
4.5.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 30 litros por hora.....	74
4.5.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	74
4.5.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	75
4.5.4	Perdas térmicas na vazão de 30 litros por hora	75
4.5.5	Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 30 litros por hora	76
4.5.6	Rendimento na vazão de 30 litros por hora	76
4.6	VAZÃO DE 27 LITROS POR HORA.....	76
4.6.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 27 litros por hora.....	77
4.6.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	78
4.6.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	78
4.6.4	Perdas térmicas na vazão de 27 litros por hora	79
4.6.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 27 litros por hora	79
4.6.6	Rendimento na vazão de 27 litros por hora	79
4.7	VAZÃO DE 24 LITROS POR HORA.....	80
4.7.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 24 litros por hora.....	80
4.7.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	81
4.7.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	81
4.7.4	Perdas térmicas na vazão de 24 litros por hora	82
4.7.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 24 litros por hora	82
4.7.6	Rendimento na vazão de 24 litros por hora	83

4.8	VAZÃO DE 21 LITROS POR HORA.....	83
4.8.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 21 litros por hora.....	84
4.8.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	84
4.8.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	85
4.8.4	Perdas térmicas na vazão de 21 litros por hora	85
4.8.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 21 litros por hora	86
4.8.6	Rendimento na vazão de 21 litros por hora	86
4.9	VAZÃO DE 18 LITROS POR HORA.....	86
4.9.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 18 litros por hora.....	87
4.9.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	88
4.9.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	88
4.9.4	Perdas térmicas na vazão de 18 litros por hora	89
4.9.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 18 litros por hora	89
4.9.6	Rendimento na vazão de 18 litros por hora	89
4.10	VAZÃO DE 15 LITROS POR HORA.....	90
4.10.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 15 litros por hora.....	90
4.10.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	91
4.10.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	91
4.10.4	Perdas térmicas na vazão de 15 litros por hora	92
4.10.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 15 litros por hora	92
4.10.6	Rendimento na vazão de 15 litros por hora	92
4.11	VAZÃO DE 12 LITROS POR HORA.....	93
4.11.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 12 litros por hora.....	94
4.11.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	94
4.11.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	95
4.11.4	Perdas térmicas na vazão de 12 litros por hora	95
4.11.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 12 litros por hora	95
4.11.6	Rendimento na vazão de 12 litros por hora	96
4.12	VAZÃO DE 9 LITROS POR HORA.....	96
4.12.1	Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 9 litros por hora.....	97
4.12.2	Cálculo do fluxo de calor por radiação.....	98

4.12.3	Cálculo do fluxo de calor refletido por condução	98
4.12.4	Perdas térmicas na vazão de 9 litros por hora	99
4.12.5	Densidade de potência solar corrigida na vazão de 9 litros por hora	99
4.12.6	Rendimento na vazão de 9 litros por hora	99
4.13	RESULTADOS FINAIS	100
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	103
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
	BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS.....	108

1 INTRODUÇÃO

1.1 BREVE HISTÓRICO

A utilização eficiente e sustentável das tecnologias de transformação da energia radiante do sol contribui para o desenvolvimento social e motiva as pessoas a usufruírem, no futuro, dos benefícios dessa tecnologia. A irradiação por ano na superfície da Terra é suficiente para atender milhares de vezes o consumo anual de energia do mundo. Essa radiação, porém, não atinge de maneira uniforme toda a crosta terrestre, pois dependem da latitude, da estação do ano e de condições atmosféricas como nebulosidade e umidade relativa do ar. A energia solar chega a Terra nas formas térmica e luminosa e ao passar pela atmosfera terrestre, a maior parte da energia solar manifesta-se sob a forma de luz visível de raios infravermelhos e de raios ultravioleta. É possível captar essa luz e transformá-la em alguma forma de energia utilizada pelo homem: térmica ou elétrica. São os equipamentos utilizados nessa captação que determina qual será o tipo de energia a ser obtida (ANEEL, 2007).

O aproveitamento da energia solar ocorre por meio de concentradores solares, cuja finalidade é captar a energia solar incidente numa área relativamente grande e concentrá-la numa área muito menor, de modo que a temperatura desta última aumente substancialmente. Existem vários modelos de aquecedores solares utilizados, como os coletores solares planos fechados, que são os mais utilizados para o aquecimento de água até uma temperatura de 60 °C e proporcionar o condicionamento ambiental a partir da energia solar. Esta tecnologia dominada nacionalmente encontra-se em aplicação em residências, edifícios, hotéis, motéis, indústrias e hospitais. Os coletores solares planos abertos são utilizados para aquecimento de piscinas e operam a baixa temperatura, entre 28 e 30° C. Não possuem cobertura transparente, nem isolamento térmico. O corpo externo é feito na maioria das vezes de materiais termoplásticos, polipropileno ou borrachas especiais. (PEREIRA *et al.*, 2003).

Para analisar o desempenho e determinar experimentalmente a energia e a eficiência exergética do fogão solar parabólico, Ozturk (2006) aplicou normas internacionais nos testes de um fogão solar parabólico e foram necessários calcular o

tempo e a variação do ganho da eficiência, com base em fórmulas aplicadas e os dados efetuados nas medições.

Os coletores solares de tubos a vácuo são coletores solares que, para diminuir ainda mais as perdas, utilizam vácuo em seu interior, de modo a reduzir as perdas térmicas e, conseqüentemente, aumentar a temperatura final da água. Estes tubos são de vidro de borossilicato de parede dupla, dentro do qual existe vácuo. A parede interna está coberta de nitrato de alumínio, material com excelente capacidade de absorção de calor. No interior existe um tubo de cobre, denominado de heat-pipe, ao qual estão fixos receptores solares de alumínio seletivo (ENAT, 2008).

Os concentradores cilíndricos têm sua superfície refletora na forma da metade de um cilindro e os espelhos nesta forma servem para concentrar os raios solares em tubos receptores que contêm um fluido de transferência de calor. Este fluido é aquecido até 390 °C e bombeado através de uma série de trocadores de calor para produzir vapores superaquecidos, que alimenta uma turbina convencional para produzir eletricidade. Os concentradores de torres centrais utilizam uma série de heliostatos (grandes espelhos que se movimentam individualmente conforme movimentação do sol) dispostos em círculos, para concentrar os raios solares em um receptor central, localizado no topo de uma torre central (MANCINI *et al.*, 1997).

O concentrador parabolóide tem uma superfície refletora em forma de parabolóide de revolução, que absorve a energia dos raios solares concentrados e a transforma em calor, transferido para um gerador ou máquina térmica, que transformará o calor do receptor em energia elétrica.

Foram desenvolvidos dois modelos cônicos de aquecedores solar que utilizavam folhas de alumínio com boa refletividade no lado interno do cone para a reflexão e concentração da luz solar. Um modelo com a abertura de 45°, onde o foco localizava-se entre o vértice e linhas representadas pela entrada dos raios solares que cruzam os pontos de reflexões, e o outro concentrador com uma abertura menor de 30°, onde o foco localizava-se entre o vértice e linhas representadas pela entrada dos raios solares que cruzam os pontos de reflexões. A área de reflexão do cone de 30° e 45° foi de 1146,08 cm² e 4596,03 cm² respectivamente (SUN LAB, 2001).

1.2 IMPORTÂNCIA

A radiação solar no Brasil varia de 8 a 22 MJ/m² durante o dia, sendo que as menores variações ocorrem nos meses de maio a julho, variando de 8 a 18 MJ/m². As fontes de energias alternativas contribuem muito para os avanços tecnológicos desenvolvidos no país; a geração de energia descentralizada e em pequena escala cresce e contribui consideravelmente para a proteção do clima global. Neste sentido, os aquecedores solares são particularmente promissores e a tecnologia das fontes de energias renováveis apresenta uma boa relação custo e benefício. A viabilidade de gerar energia térmica descentralizando das fontes que consomem energia fóssil para geração de energia térmicas no cenário nacional tem como meta a captação e concentração de energia solar, em uma superfície refletora dos concentradores, geralmente na forma plana, parabólica ou esférica, que reflete os raios solares nela incidentes para uma superfície bem menor denominada foco, onde se localiza o material a ser aquecido.

1.3 JUSTIFICATIVA

Atualmente a maioria dos equipamentos de aquecimento solar no Brasil é do modelo plano e possuem um limite de temperatura máxima inferior a 60 °C e para se obter temperaturas mais elevadas são necessários concentradores mais eficientes, que apresentam em sua configuração, um sistema com boa capacidade de taxa de transferência de calor, de controle de ajuste da vazão e de acompanhamento solar. Esta dissertação tem a proposta e o objetivo principal de demonstrar que este modelo de aquecedor solar parabólico cilíndrico permitiu obter temperaturas mais elevadas, próximas aos 100 °C.

1.4 DELIMITAÇÕES DO ASSUNTO E FORMULAÇÃO DE HIPÓTESES

A proposta deste trabalho foi de realizar melhorias no projeto do aquecedor solar parabólico cilíndrico, instalado no Centro Energias Renováveis da UNESP, do campus de Guaratinguetá-SP, como mostrado na Figura 1. Uma análise detalhada do aquecedor, composto de uma estrutura parabólica; apoiada em pontos giratórios instalados em uma estrutura metálica fixada. O aquecedor solar parabólico cilíndrico tem na sua configuração, uma serpentina posicionada no foco da parábola constituída de sete tubos em cobre de diâmetro de 9,5 mm (3/8 de polegadas) e o estudo propuseram a melhoria para este sistema.



Figura 1 – Aquecedor solar do Centro de Energias Renováveis

1.5 OBJETIVO DA PESQUISA

1.5.1 Objetivo geral

O objetivo geral consistiu em fazer a análise do rendimento térmico de um novo modelo de aquecedor solar parabólico cilíndrico.

1.5.2 Objetivos específicos

Fazer a avaliação técnica do projeto inicial, introduzir modificações e melhorias no aquecedor solar e apresentar a metodologia empregada para esta análise térmica.

1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O primeiro capítulo apresenta uma introdução do tema da dissertação e uma revisão bibliográfica. O segundo capítulo apresenta uma referência bibliográfica da literatura aplicada para esta análise térmica, com os fundamentos que revisam os conceitos sobre a forma de radiação solar, da absorção da radiação pelos corpos negros e das leis de transferência de calor. O capítulo também apresenta a condutividade térmica do cobre, a emissividade do cobre e o conceito do cálculo utilizado para a verificação do rendimento térmico de um aquecedor solar plano.

O terceiro capítulo apresenta as dimensões básicas do aquecedor solar, o cálculo que definiu a abertura e o foco da parábola, o funcionamento e a configuração detalhada deste aquecedor solar parabólico cilíndrico. São também apresentadas as propostas de melhorias no projeto inicial, o detalhamento das melhorias efetuadas neste aquecedor solar, os equipamentos, os instrumentos utilizados para o acompanhamento do rendimento térmico e as fórmulas utilizadas para esta análise no aquecedor solar.

O quarto capítulo apresenta os experimentos realizados nas diferentes vazões utilizadas, os gráficos elaborados pelos dados coletados durante os experimentos, as tabelas com os dados climáticos locais, as tabelas geradas pelo software de aquisição de dados, os cálculos efetuados para a verificação da potência e do rendimento térmico do aquecedor solar.

O quinto capítulo apresenta os resultados da análise térmica do aquecedor solar, as observações e as considerações. O sexto capítulo apresenta as conclusões, recomendações, conhecimentos adquiridos, pontos a serem apresentadas nos trabalhos

futuros e finalizando, as referências bibliográficas utilizadas e as referências bibliográficas consultadas para o desenvolvimento deste trabalho.

2 CONCEITO DE AQUECEDOR SOLAR

2.1 ABSORÇÃO POR RADIAÇÃO SOLAR

Quando um feixe de radiação solar atravessa um determinado volume de gás, parte de sua energia pode ser absorvida pelas moléculas e átomos presentes nesse volume. Em contrapartida essa mesma massa de gás pode emitir energia em outros comprimentos de onda. Esse fenômeno reflete-se tanto no balanço da energia mecânica, relacionada aos modelos de translação, rotação e vibração da molécula, quanto no balanço da energia eletrônica, relacionado a uma estrutura detalhada do núcleo e dos elétrons. Neste nível, a absorção e a emissão são observadas quando os elétrons sofrem transições de um estado para outro de energia.

As primeiras investigações sobre as transições eletrônicas tiveram início no começo do século XX, em estudos sobre o espectro do átomo de hidrogênio, onde se mostrou que as órbitas circulares dos elétrons são quantizadas, isto é, que seus momentos angulares são múltiplos de um valor básico. Dessa forma, os átomos podem existir em certo estado básico, de nível mínimo de energia, no qual não há emissão de radiação. A Figura 2 mostra a faixa de comprimento de ondas visível.

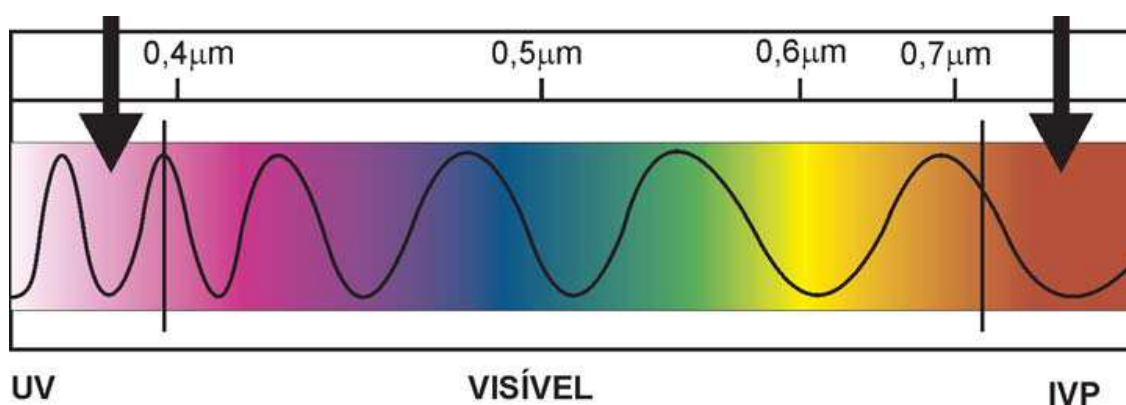


Figura 2 – Distribuição de cores do espectro visível (STEFFEN; MORAES, 1993)

O espectro solar, ilustrado na Figura 2, refere-se à região espectral que compreende os tipos de energia emitidos pelo sol e 99% da energia solar que atinge a Terra encontra-se concentrada na faixa de 0,28 a 0,8 μm ; aproximadamente cerca de 9% da energia solar está concentrada nas regiões do ultravioleta, 45% na região do visível e 45% na região do infravermelho próximo e médio. A Tabela 1 apresenta os intervalos espectrais associados às cores percebidas pelo ser humano.

TABELA 1 – Associação entre cores e comprimento de onda (STEFFEN; MORAES, 1993).

COR	INTERVALO DE	COMPRIMENTO
	COMPRIMENTO DE	DE ONDA TÍPICO
	ONDA (μm)	(μm)
Violeta	0,390-0,455	0,430
Azul escuro	0,455-0,485	0,470
Azul claro	0,485-0,505	0,495
Verde	0,505-0,550	0,530
Amarelo- verde	0,550-0,575	0,560
Amarelo	0,575-0,585	0,580
Laranja	0,585-0,620	0,600
Vermelho	0,620-0,700	0,640

O espectro óptico refere-se à região do espectro eletromagnético ultravioleta, visível e infravermelho; que compreende as energias que podem ser coletadas por sistemas ópticos.

2.2 LEIS DE RADIAÇÃO PARA CORPOS NEGROS

Um corpo negro é um corpo hipotético que emite (ou absorve) radiação eletromagnética em todos os comprimentos de onda. O corpo negro é uma superfície ideal que tem as seguintes propriedades:

- Absorve toda a radiação incidente, independentemente do comprimento de onda e direção.
- Para uma temperatura e comprimento de onda dados, nenhuma superfície pode emitir mais energia do que um corpo negro.
- Embora a radiação emitida por um corpo negro seja uma função do comprimento de onda e da temperatura, ela é independente da direção. Isto é, o corpo negro é um emissor difuso.

O Sol e a Terra irradiam aproximadamente como corpos negros; portanto, as leis de radiação dos corpos negros podem ser aplicadas à radiação solar e terrestre com algumas restrições. A irradiação monocromática (E_λ) emitida por um corpo negro é determinada por sua temperatura (T) e pelo comprimento de onda (λ) considerado, conforme descrito pela Lei de Planck, como mostrado na equação (1) (GRIMM, 1980).

$$E_\lambda = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2 / \lambda T} - 1)} \quad (1)$$

Sendo:

E_λ = radiação espectral ($10^2 \text{Wm}^2/\mu\text{m}^{-1}$)

$C_1 = 3,742 \times 10^{-16} \text{ W/m}^2$

$C_2 = 1,439 \times 10^{-2} \text{ m.K}$

$e = 2,718$ (base dos logaritmos naturais)

$\lambda = \mu\text{m}$

Os gráficos de E_λ em função de λ para algumas temperaturas são mostrados na Figura 3.

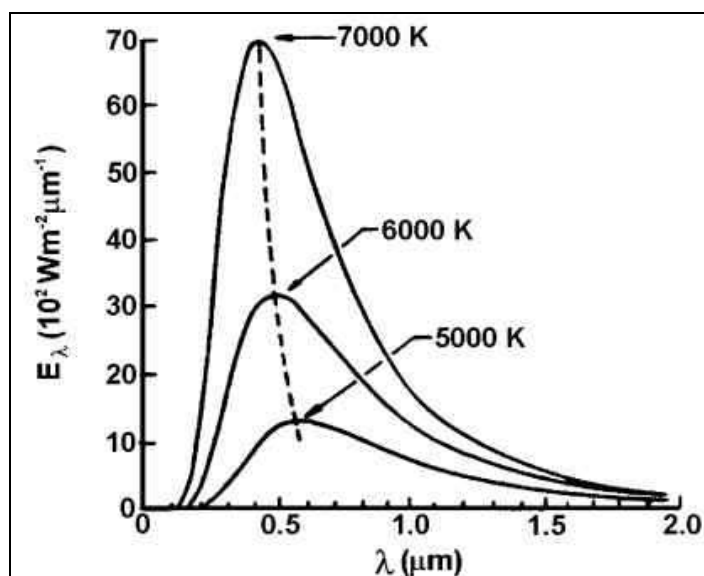


Figura 3 – Irradiação monocromática para corpo negro (GRIMM, 1980)

Uma fração α da energia incidente total, chamada de fator de absorção, é absorvida pelo corpo; uma fração chamada de refletância, que é refletida deste corpo; uma fração t chamada de transmitância passa através do corpo, como apresentado na Figura 4. Assim, tem-se a equação (2) como:

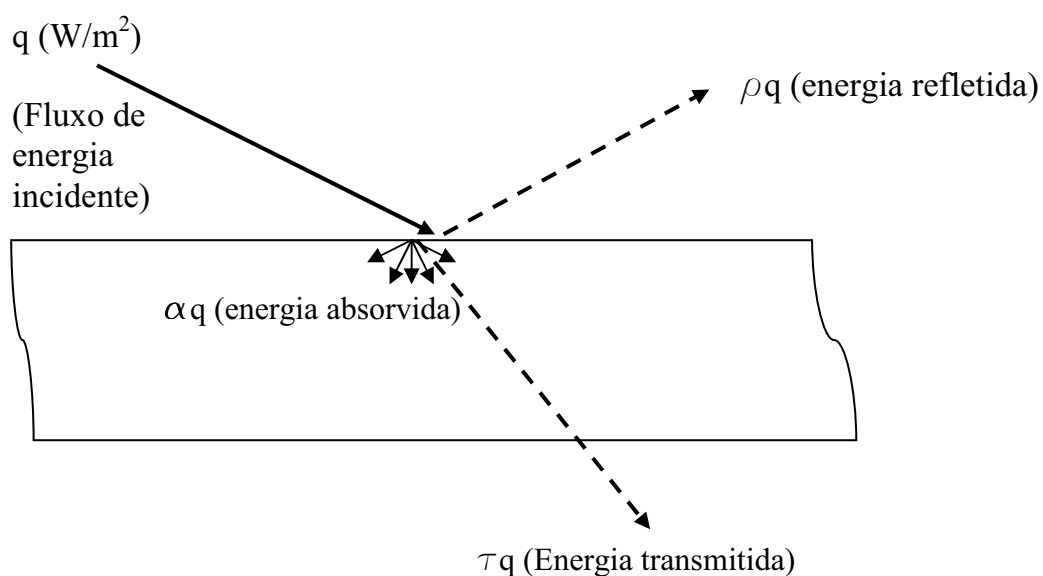


Figura 4 – Distribuição de energia incidente em um corpo translúcido.

$$1 = \alpha + \rho + \tau \quad (2)$$

Esta relação também pode ser escrita pela energia realizada por cada comprimento de onda na distribuição de comprimentos de ondas, que combina aquecimento de uma fonte sem temperatura, como apresentado na equação (3).

$$1 = \alpha_{\lambda} + \rho_{\lambda} + \tau_{\lambda} \quad (3)$$

Toda a incidência de energia radiante em um corpo negro é absorvida, além disso, a energia emitida de um corpo negro alcança o máximo teórico. Quando as ondas curtas da luz solar com comprimento de onda 0,3 a 3,0 μm atingem um objeto, estas são refletidas de acordo com a estrutura da superfície do material, da rugosidade e da cor. A radiação que não é refletida é absorvida pelo objeto, ou no caso de objetos de material translúcido é também transmitida através desses objetos. A parte absorvida é convertida em radiação térmica de ondas-longas (comprimento de onda 3,0-30 μm) e radiada de acordo com a estrutura da superfície.

As variáveis ρ , α , τ e de ε são dependentes dos materiais e do comprimento de onda e o somatório de ρ , α , e de τ são igual a 1 (100%). Em tecnologia solar térmica aplica-se a Lei de Stefan-Boltzmann, que afirma que um corpo emite radiação correspondente à 4ª potência da sua temperatura (MANUAL SOLAR, 2006).

2.3 LEI DE STEFAN-BOLTZMANN

O fluxo de energia radiante de um corpo é comumente designado por $\mathcal{E}_{\lambda}$ (T) W/m^2 , a simbologia $\mathcal{E}_{\lambda}(\lambda, T)$ destina a fração da distribuição do fluxo radiativo em λ , ou força emissiva monocromática, como apresentado na equação (4).

$$\varepsilon_{\lambda}(\lambda, T) = d_{\varepsilon}(\lambda, T)/d\lambda \quad (4)$$

Após derivar a equação (4) obtém-se a equação (5):

$$Q = \sigma \times T^4 \quad (5)$$

Sendo:

Q = radiação térmica emitida (W/m^2)

σ = constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

T = temperatura absoluta de um corpo (K)

Um problema-chave no cálculo da transferência de calor por radiação entre superfícies consiste em determinar a fração da radiação total difusa que deixa uma superfície e interceptada por outra e vice-versa. Portanto, a expressão para o fluxo de calor transferido por radiação entre duas superfícies a diferentes temperaturas, é apresentada na equação.

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) \quad (5a)$$

2.4 MODO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO

A Lei de Fourier publicada, onde formulou-se uma completa exposição da teoria do aquecimento por condução e ele começou a sua dissertação por uma lei empírica do estado que comportava seu nome. O fluxo do aquecimento q (W/m^2) é expresso pela equação (6).

$$q = \frac{Q}{S} \quad (6)$$

Sendo:

S = uma determinada área, resultante da condução térmica [m^2];

Q = taxa de aquecimento por unidade de área,

Esta é a proporcional para a magnitude do gradiente da temperatura e é oposta a este sinal. Se a constante de proporcionalidade de “ K ”, então a equação geral da condução de transferência de calor é dada pela equação (7):

$$q = -k \cdot S \cdot \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

Sendo:

q = fluxo de calor transferido por condução [W ou J/s];

T = temperatura [K];

x = comprimento [m];

k = condutividade térmica [W/m.K], [J/m.s.K] ou [Btu/h.ft.°F].

O fluxo de aquecimento é um quantitativo ao vetor, e a equação (7) mostra que, se a temperatura diminui em “ x , q ” o sinal vai ser positivo, e este fluxo vai ser na direção “ x ”. Se a T aumenta em “ x , q ” o sinal vai ser negativo, e este fluxo vai ser oposto a direção “ x ”. Em cada caso, “ q ” irá fluir das altas temperaturas para as baixas, e a equação (7) é da forma unidimensional da Lei de Fourier. A forma tridimensional é mostrada na equação (8).

$$q = -k \nabla T \quad (8)$$

Nos cálculos da condução através de um aquecimento unidimensional para parede plana, a Lei de Fourier é expressa na equação (9) (LIENHARD IV; LIENHARD V, 2006).

$$q = -k \frac{\nabla T}{L} \quad (9)$$

2.5 EQUAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TUBO OCO

Considerando um cilindro circular oco, como apresentado na Figura 5, o qual tem as medidas de raio interno (r_1), raio externo (r_2) e o comprimento (L), se a temperatura interna (T_1) e a temperatura externa (T_2) forem mantidas uniformes respectivamente, isto faz com que o material fique com uma temperatura homogênea. A equação geral da condução de transferência de calor (8) é dada sobre a condição do estado constante, por uma média estacionária sem uma fonte interna de aquecimento e se torna: $\nabla^2 T = 0$, a qual é a equação de Laplace e se reduz na equação (10):

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} = 0 \quad (10)$$

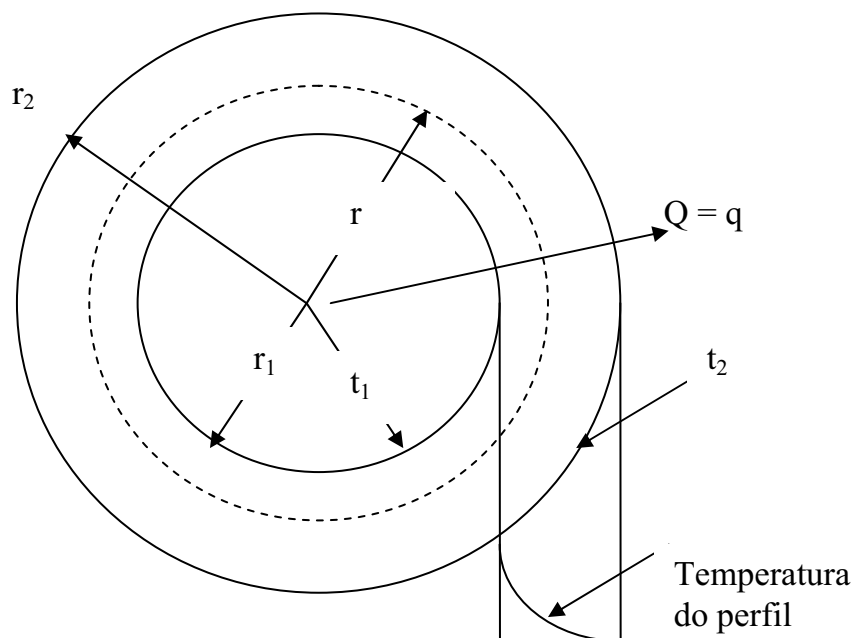


Figura 5 – Fluxo de calor que através um cilindro oco.

Se o cilindro for suficientemente longo, de modo que os efeitos no final deste devem ser desconsiderados ou se estiverem perfeitamente isolados, então a

distribuição da temperatura vai ser em unidimensional e a distribuição da temperatura vai ser em função somente da coordenada radial. Integrando a equação (8), obtém-se a equação (11).

$$\frac{D}{dr} \cdot r \left(\frac{dt}{dr} \right) = 0 \quad (11)$$

Submete-se a integrando da equação (11), obtém-se a equação (12):

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \quad (12)$$

As condições de contornos são apresentadas na equação (13):

$$T(r_1) = T_1 \quad T(r_2) = T_2 \quad (13)$$

Aplicando as condições de contornos da equação (13), obtêm-se as equações (14) e (15) respectivamente.

$$T_1 = C_1 \ln r_1 + C_2 \quad (14)$$

$$T_2 = C_1 \ln r_2 + C_2 \quad (15)$$

Portanto, obtêm-se as constantes C_1 e C_2 , como apresentado nas equações (16a) e (16b); respectivamente:

$$C_2 = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} = 0 \quad C_1 = \frac{-T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} = 0 \quad (16a)$$

$$C_2 = T_1 + \frac{(T_2 - T_1)}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} = 0 \quad (16b)$$

Finalmente; substituindo as constantes C_1 e C_2 nas equações (16a) e (16b), obtêm-se a equação (17).

$$T(r) = T_1 - \frac{(T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right) \quad (17)$$

Assim, a distribuição da temperatura no cilindro circular oco fica uma função logaritmo da coordenada radial “r”. A taxa de transferência de calor através da parede do cilindro é obtida pela Lei de Fourier de condução de calor, como apresentado na equação (19).

$$Q = \frac{2\pi l k (T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (18)$$

A resistência térmica (R_t) da parede do cilindro na condução radial é dada pela equação (20). (INCROPERA; DEWITT, 2003)

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi r l k} \quad (19)$$

Sendo:

R_t = resistência térmica [m.k/W],

r_1 = raio interno do tubo de cobre [m],

r_2 = raio externo do tubo de cobre [m],

k = coeficiente de condutividade térmica [W/m.K],

l = comprimento da absorção solar [m].

2.5.1 TRANSFERENCIA POR CONVECÇÃO

O calor transferido por convecção, na unidade de tempo, entre uma superfície e um fluido, pode ser calculado através da relação proposta por Isaac Newton apresentada da (20):

$$q = h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \nabla T \quad (20)$$

Sendo:

q = taxa de transferência de calor por convecção [W/m^2] ou [Kcal/h],

∇T = delta da diferença de temperatura [K],

h = coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$],

r = raio do tubo [m].

Tabela 2 – Típicos valores do coeficiente de película (INCROPERA; DEWITT, 2003)

Típicos valores do coeficiente de transferência de calor por convecção	
Processo	h ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
Convecção natural	
Gases	2-25
Líquido	50-1000
Convecção forçada	
Gases	25-250
Líquido	100-20.000
Convecção com mudança de fase fervente ou condensação	2500-100.000

O processo de transferência de calor por convecção por ser feito naturalmente, forçado, condensação e evaporação. Alguns valores típicos do coeficiente de transferência de calor ou coeficiente de película (h) são apresentados na Tabela 2. (INCROPERA; DEWITT, 2003)

2.6 CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO COBRE

Apesar de a tinta preta normal ter alta absorção, também tem alta emissividade e, portanto, sua seletividade é baixa; não é considerada uma superfície seletiva verdadeira. Os valores típicos de uma superfície seletiva de absorção podem ser 0,90 e 0,10 de emissividade, mas pode variar de 0,8 a 0,3; e para tinta em metal de 0,96 a 0,05 para superfícies comerciais e emissividade tão baixa de 0,02 foram obtidos em laboratórios.

A emissividade de um corpo é a quantidade de energia que o corpo irradia para atmosfera em forma de radiação infravermelha da energia emitida pelo Sol. Uma emissividade $\varepsilon = 0,12$ indicam que, 12% da energia solar é convertida em calor e emitida para a atmosfera. A Tabela 3 apresenta dados gerais dos materiais e os valores de emissividade correspondente a cada um destes.

Tabela 3 – Dados gerais do alumínio e do cobre (PROTOLAB, 2010)

Grupo	Material	Massa específica (kg/m³)	Condutividade térmica (W/m.K)	Emissividade	Temperatura (°C)
Metal	Alumínio polido	2800	204	0,05	130
	Cobre polido	9000	372	0,05	23

2.7 PROPRIEDADES DAS PLACAS REFLETORAS

A peça fundamental deste tipo de coletor é a placa absorvedora, que consiste de uma chapa metálica com uma elevada capacidade de absorção, ou seja, apresenta boas características de absorção de calor. Com revestimento preto-baço ou com revestimento seletivo e tubos de transferência de calor (usualmente o material utilizado é o cobre) ligados ao coletor. Desta forma, quando a radiação solar atinge o absorsor, esta é parcialmente absorvida e parcialmente refletida. Da absorção da radiação é

gerada energia térmica, que é transferido da chapa metálica para os tubos ou canais de escoamento. Através destes tubos de escoamento o fluido de transferência térmica transporta o calor para os tanques de armazenamento.

Os coletores servem para converter a maior quantidade de radiação solar disponível em calor e transferi-lo com o mínimo de perdas para o resto do sistema. Assim, a superfície absorvedora está adequada para ter a maior capacidade de absorção possível e a menor emissividade térmica possível. Esta adequação é possível através de um tratamento na chapa metálica, com um revestimento de pintura preto-fosco ou seletivo, e ao contrário de um revestimento preto-fosco, um revestimento seletivo é formado por uma estrutura com diferentes camadas que melhora a conversão de radiação solar de onda-curta e minimiza as perdas, como apresentado na Figura 6.

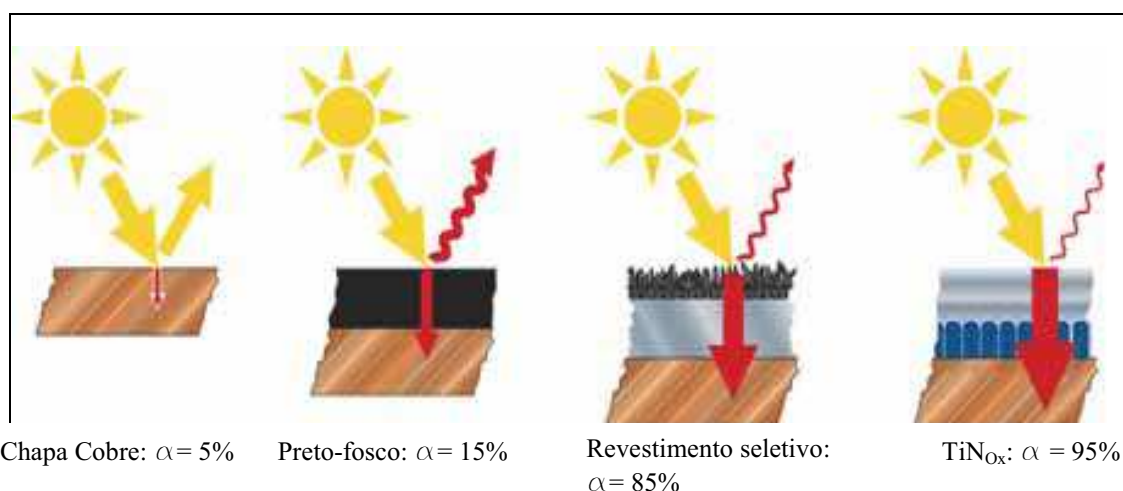


Figura 6 – Absorção e emissão através de diferentes superfícies (MANUAL SOLAR, 2006)

Geralmente os revestimentos seletivos mais utilizados são de tratamento eletroquímico, como é o caso do cromo-preto ou níquel-preto. Portanto, os últimos desenvolvimentos em revestimentos, com melhoria nas suas características ópticas estão disponíveis no mercado. O TiNO_x que é um revestimento por deposição física, constitui em uma fina camada de titânio, nitrogênio e oxigênio adicionado em um processo que caracteriza-se por apresentar um baixo consumo de energia e menores impactos ambientais durante a sua produção, em comparação com revestimentos de cromo-preto ou níquel-preto, que usualmente são criados através de processos de

cromagem. Estes revestimentos por deposição física apresentam, comparativamente com os outros processos, um aumento de absorção de 95% da irradiação solar recebida pela placa, seja para elevados ou baixos níveis de irradiação solar.

Por forma a reduzir a radiação emitida e aumentar a eficiência dos coletores, novos revestimentos foram desenvolvidos; o alumínio revestido com polietileno encontrado no mercado de energia solar é a terceira geração de revestimento. Com o polietileno depositado na folha de alumínio e com o cobre possuindo uma ótima condução térmica, a transmissão térmica de calor entre a chapa e o tubo de escoamento do fluido ocorre com melhor eficiência térmica nos aquecedores solares.

As regiões com os elevados índices de radiação (Hh) solar no mundo, no Brasil e a comparação com Guaratinguetá-SP, são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Níveis de densidade de potência solar no mundo e no Brasil (TIBA; FRAIDENRAICH, 2008)

Localidade	Latitude	Hh (mínimo) (W/m²)	Hh (máximo) (W/m²)	Hh(anual) (W/m²)
Dongola-Sudão	19°10'	1061 (Dez)	1539 (Mai)	6611
Dagget - USA	34°52'	433 (Dez)	1738 (Jun)	1322
Cuiabá-MT-Brasil	15°33'	800 (Jun)	1122 (Out)	1000
Belém-PA-Brasil	17°27'	789 (Fev)	1105 (Ago)	4861
Belo. Horizonte. - MG-Brasil	19°56'	767 (Jun)	1033 (Out)	936
Guaratinguetá-SP-Brasil	22°45'	794 (Set)	1011 (Jan)	889

2.7.1 Funcionamento de um aquecedor solar plano

Uma placa coletora solar absorve tanto a radiação solar direta quanto a radiação difusa. A radiação direta é aquela que faz com que os objetos tenham sombra, como apresentado na Figura 7.

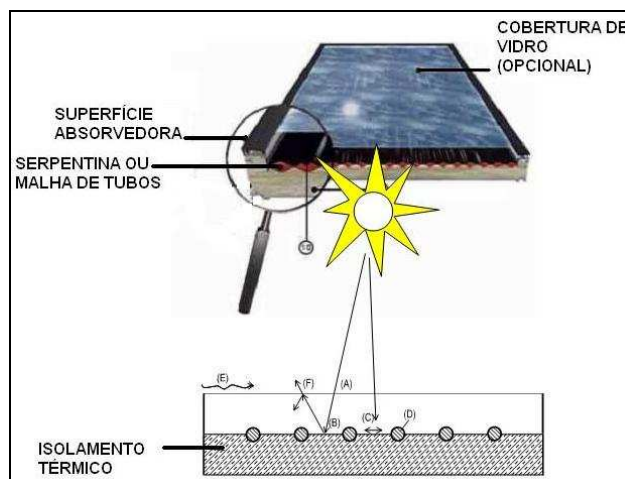


Figura 7 – Aquecedor solar de placa plana (DUFFIE; BECKMAN, 1991)

Sendo:

- (A) radiação solar direta
- (B) placa absorvedora
- (C) distância entre os tubos de aquecimentos
- (D) tubo de aquecimento
- (E) cobertura de vidro opcional
- (F) radiação difusa

A radiação difusa é aquela que é refletida e/ou difundida por nuvens, névoa ou particulados antes de atingir o solo. Para que possa entender melhor como funciona o coletor solar parabólico cilíndrico, conhecido como concentrador solar, é necessário entender primeiro como funciona o coletor solar de placas planas.

O calor útil ganho por uma placa coletora plana pode ser expresso pela equação (21).

$$Q_u = m \cdot c_p (t_s - t_e) \quad (21)$$

Sendo:

Q_u = calor útil transferido para o fluido circulante [W];

m = fluxo de massa do fluido [kg/s];

c_p = calor específico do fluido [kJ/kg°C];

t_e = temperatura do fluido que entra no coletor [°C];

t_s = temperatura do fluido que sai do coletor [°C].

2.7.2 Equação de Hottel-Whillier para placas coletoras

A equação de Hottel-Whillier expressa o desempenho térmico de um coletor solar em regime permanente, como apresentado na equação (22).

$$Q_u = A_c F_r [I(\tau\alpha)_e - U_L(t_e - t_a)] \quad (22)$$

Sendo:

A_c = área da placa coletora [m^2];

F_r = fator de remoção de calor da placa coletora;

I = taxa de radiação solar na superfície da placa [W/m^2];

τ = transmitância da cobertura de vidro [adimensional];

α = absorptância da superfície “negra” da placa [adimensional];

$(\tau\alpha)_e$ = produto transmitância-absorptância efetivo [adimensional];

U_L = coeficiente global de perdas de calor da placa coletora [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$];

t_a = temperatura ambiente [$^\circ C$].

O fator de remoção de calor F_r relaciona o ganho real de energia útil pela placa coletora com o ganho útil de calor; se a placa inteira estivesse à temperatura do fluido que entra, a expressão ficaria como a equação (23). (DUFFIE; BECKMAN, 1991)

$$F_r = \frac{m \cdot c_p (t_e - t_s)}{A_c [S - U_L(t_e - t_a)]} \quad (23)$$

Sendo:

S = radiação solar absorvida pelo coletor, por unidade de área. [m^2]

A eficiência de um coletor solar foi definida como sendo a razão entre o ganho de calor útil pelo fluido e a radiação solar incidente sobre a superfície do coletor, em um dado intervalo de tempo, é dada pela equação (24) (NORTON, 1991).

$$\eta = \frac{Q_u}{I.S} \quad (24)$$

Sendo:

η = eficiência do aquecedor solar [%]

Da equação (24) resulta na equação (25).

$$\eta = \frac{m.c_p(t_e - t_s)}{I.S} \quad (25)$$

Finalmente chega-se à equação (26) da eficiência térmica do coletor solar.

$$\eta = F_r(\tau\alpha)e - F_rU_L \cdot \frac{(t_e - t_a)}{I} \quad (26)$$

2.7.3 Curva típica de eficiência do coletor solar

Assim, com as fórmulas (21), (22), (24) e (26), pode se elaborar a curva típica de eficiência deste coletor solar, que é o rendimento (η) pela variação de temperaturas (entrada e saída), dividido pelo índice de radiação ($(T_e - T_s / I)$), como apresentado na Figura 8.

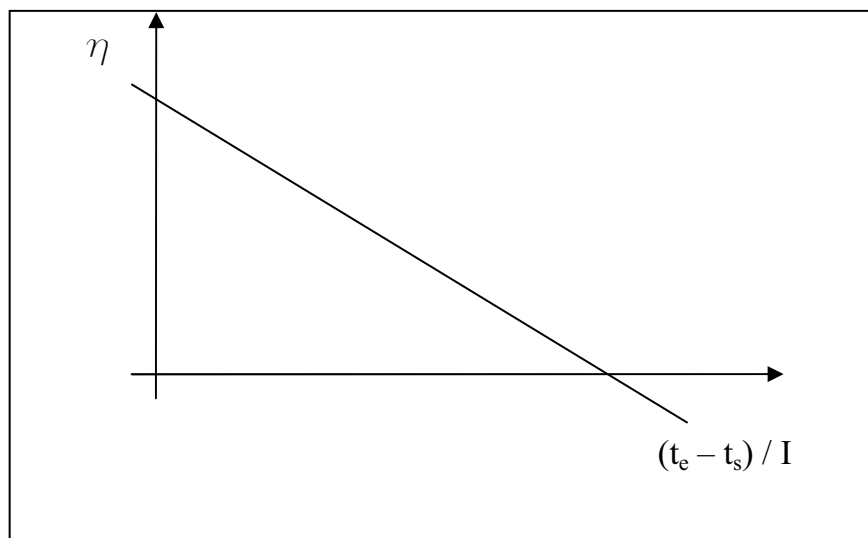


Figura 8 – Curva da eficiência térmica de um coletor solar (DUFFIE; BECKMAN, 1991)

O procedimento de teste para placas coletoras planas em regime permanente consiste em:

- 1- apontá-las para o sol de modo a receber radiação direta em incidência normal;
- 2- submetê-las a uma vazão constante de fluido;
- 3- determinar o Q_u por medições e pelo uso da equação (21) e, além disso, medir I , t_s e o t_e .

Variando qualquer um destes parâmetros, eficiências instantâneas podem ser calculadas através da equação (25) e traçadas num gráfico em termos de $(t_e - t_s) / I$. O resultado será um segmento de reta com inclinação $(-F_r U_L)$ e interceptação do eixo da função em $F_r (\tau \alpha)$.

Os termos acima mencionados não são constantes, a rigor, U_L depende da temperatura e da velocidade do vento e F_r é levemente dependente de U_L . No entanto, o desempenho instantâneo de coletores solares planos pode ser caracterizado com boa precisão por esta correlação. Portanto, a caracterização de uma placa coletora pode ser apresentada de duas formas; pelo fluxo de massa utilizado no teste com os parâmetros $F_r U_L$, $F_r (\tau \alpha)$ ou pelo próprio gráfico da curva de eficiência (NORTON, 1991).

2.8 CÁLCULO DO RENDIMENTO TÉRMICO DO AQUECEDOR SOLAR

A taxa de transferência de massa representa o quanto de massa é transferido pelo calor útil gerado pelo concentrador. No caso da avaliação foi utilizada água dentro da serpentina sendo aquecida pelo calor útil. O rendimento térmico do aquecedor solar parabólico cilíndrico foi calculado como sendo a razão entre a quantidade de calor transferido para o fluido sobre a superfície do coletor, em um dado intervalo de tempo, como apresentado na equação (27).

$$\eta = \frac{Q}{Q_r} \quad (27)$$

Sendo:

Q_u = ganho de calor útil pelo fluido [cal/s];

Q_r = quantidade de calor recebida [cal/s];

η = rendimento [%].

2.8.1 Cálculo da quantidade de calor para aquecer a água

Para o cálculo da quantidade de calor transferido da parede externa do tubo para o fluido, foi utilizada a equação (28).

$$Q = m.c_p (t_s - t_e) \quad (28)$$

Sendo:

Q = ganho de calor útil pelo fluido [cal/s];

m = fluxo de massa do fluido [g/s];

c_p = calor específico do fluido [cal/g°C];

t_e = temperatura do fluido que entra no coletor [°C];

t_s = temperatura do fluido que sai do coletor [°C].

3 DADOS DO AQUECEDOR SOLAR PARABÓLICO CILÍNDRICO

3.1 DIMENSÕES DO AQUECEDOR SOLAR

As dimensões do aquecedor estão apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Dados básicos do aquecedor solar

ITEM	DIMENSÃO / UNIDADE
Área da placa reflexiva	3,6 m ²
Diâmetro do tubo	0,0095 m
Volume total interno da serpentina	1,94 m ³
Comprimento do tubo	2,8 m
Massa do aquecedor solar	95 kg

O formato parabólico com o foco de 0,6 metros, que facilita a concentração da radiação solar incidentes nos tubos que passam no centro da parábola, o comprimento, a altura e a largura do aquecedor solar, está apresentado na Figura 8.

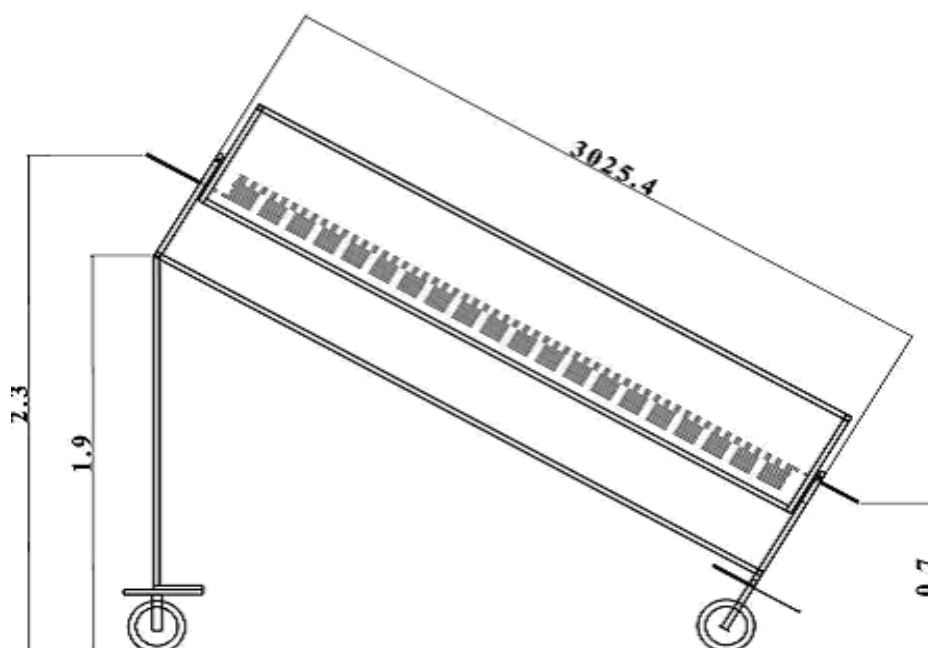


Figura 8 – Dimensões básicas do aquecedor solar

3.2 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA DO AQUECEDOR SOLAR

A parábola é uma função quadrática que pode ser representada pela equação (29).

$$f(x) = ax^2 + bx + c \quad (29)$$

Sendo:

a, b e c são constantes.

A parábola tem a propriedade de direcionar os raios solares incidentes paralelamente em direção ao o foco, como apresentado na Figura 9.

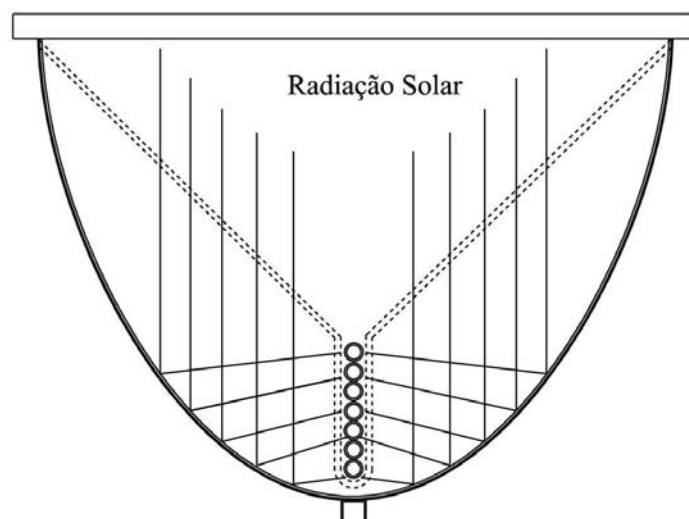


Figura 9 – Radiação dos raios solares no interior do aquecedor solar

A chapa reflexiva interna apoiada no revestimento metálico externo tem os mesmo formatos parabólicos, permitindo concentrar uma grande quantidade de calor nesta região. A transferência de calor é feita por radiação e isto acontece uniformemente ao longo da serpentina instalada no centro da parábola. O cálculo feito definiu a distância do foco utilizado na parábola e os valores de profundidade e diâmetro, como visto na Figura 10.

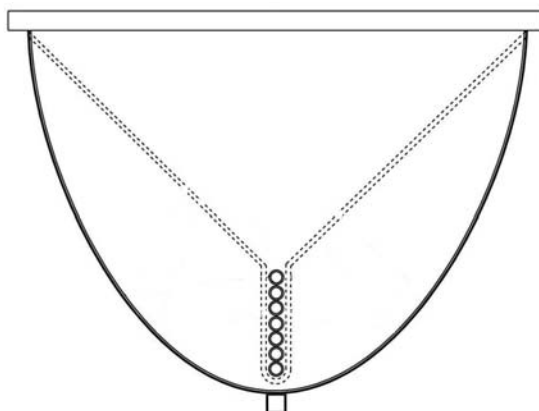


Figura 10 – Foco da parábola

3.3 DESCRIÇÃO DO AQUECEDOR SOLAR

A Figura 11 mostra o aquecedor solar parabólico cilíndrico, o qual é constituído dos seguintes componentes:

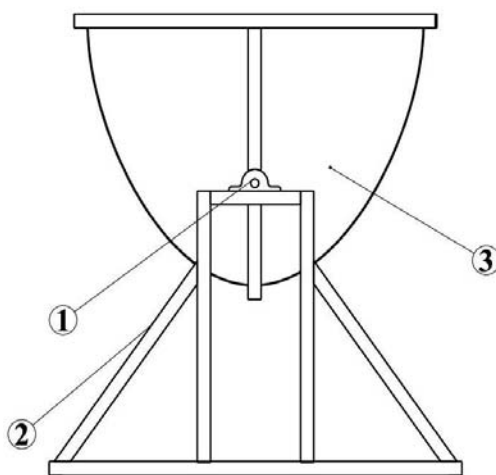


Figura 11 – Corte transversal do aquecedor solar

Sendo:

1. articulação entre as duas estruturas;
2. estrutura metálica fixa;
3. estrutura metálica parabólica móvel.

O aquecedor solar apresenta em seu interior os seguintes componentes instalados, como apresentado na Figura 12.

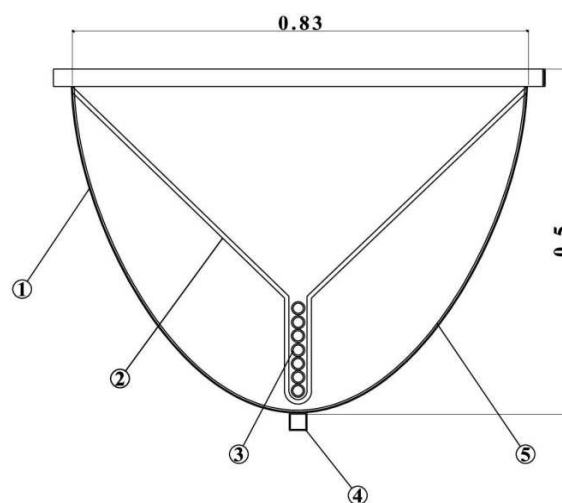


Figura 12 – Componentes internos do aquecedor solar

1. revestimento metálico parabólico externo;
2. guia equidistante de sustentação da serpentina;
3. serpentina em cobre com o diâmetro de 9,5 mm;
4. estrutura metálica (tubos quadrados);
5. revestimento metálico parabólico interno.

A estrutura metálica parabólica móvel está sustentada por dois parafusos instalados nos mancais da estrutura metálica fixa, os quais estão alinhados permitindo a movimentação circular do aquecedor solar parabólico cilíndrico em direção dos raios solares, como visto na Figura 13 e são descritos, como sendo:

1. mancal fixo;
2. estrutura metálica fixa;
3. estrutura metálica móvel;
4. posicionamento em direção aos raios solares.

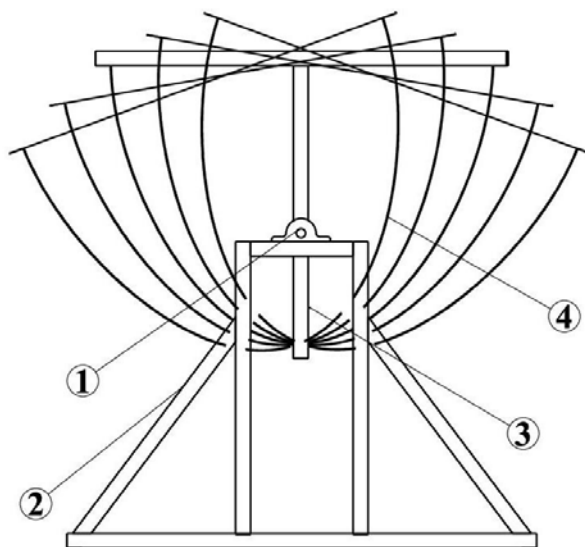


Figura 13 – Rotação através dos mancais

3.4 O PROJETO INICIAL DO AQUECEDOR SOLAR

A estrutura do aquecedor solar foi projetada sobre uma base metálica com uma inclinação de 30° em relação ao solo, como se apresenta na Figura 14.



Figura 14 – O projeto inicial do aquecedor solar parabólico cilíndrico

A serpentina no interior do aquecedor solar é fixada utilizando grampos fabricados em chapa de alumínio para manter os tubos próximos, como apresentado na Figura 15.

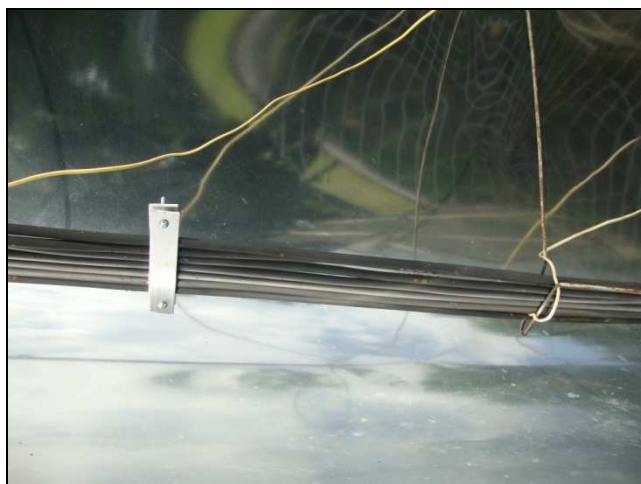


Figura 15 – Grampos de fixação

A tubulação da serpentina é constituída de sete tubos em cobre de 9,5 de diâmetro e interligada nas extremidades por meio de conexões “U”; as quais reduzem o número de conexões para esta instalação.

3.5 PROPOSTA PARA O PROJETO DO AQUECEDOR SOLAR

A radiação solar local e o rastreamento solar são os principais parâmetros que influenciam diretamente na verificação da capacidade térmica deste aquecedor solar. Sendo assim, resolveu-se fazer mudanças e melhorias no projeto inicial para a análise do rendimento térmico.

3.6 ADEQUAÇÃO DO AQUECEDOR SOLAR

Os fatores climáticos da região influenciam para a obtenção de uma boa capacidade térmica do aquecedor solar parabólico cilíndrico, mas para atingir uma melhor eficiência térmica, é necessário fazer um bom rastreamento solar, melhorar a vazão e a monitoração dos parâmetros do experimento. As principais alterações propostas no aquecedor solar parabólico cilíndrico foram:

- instalar um sistema de controle de vazão;
- monitorar pontos de temperaturas na serpentina;
- melhorar o rastreamento solar do aquecedor solar.

3.7 MELHORIAS NO AQUECEDOR SOLAR

3.7.1 Instalação de um sistema de controle da vazão

Na configuração inicial deste aquecedor solar, o sistema era abastecido diretamente na entrada da serpentina, por intermédio de uma mangueira plástica interligando o reservatório de água à temperatura ambiente, até a entrada da serpentina, conforme visto na Figura 16.



Figura 16 – Sistema de controle da vazão

O desenho esquemático desta instalação na entrada da serpentina de água fria é apresentado na Figura 17.

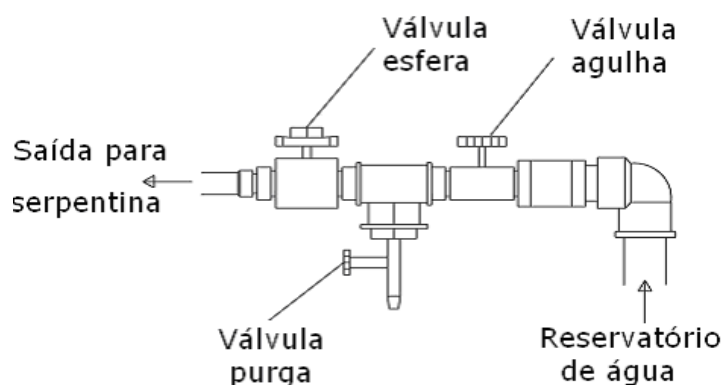


Figura 17 – Sistema de controle da vazão

Para o controle da vazão de água para a entrada da serpentina do aquecedor solar foram feitos os seguintes passos:

- abriu-se o registro do reservatório d'água, para a passagem do fluido para o sistema de controle de controle da vazão;
- abriu-se totalmente as válvulas esfera e a válvula agulha, e a válvula purga (alívio) foi mantida totalmente fechada;
- após o preenchimento total do volume interno da serpentina e o início do escoamento de água pela outra extremidade da serpentina, realizou-se o fechamento total da válvula esfera e abriu-se a válvula purga;
- coletou-se o fluido em um recipiente calibrado e controlou-se a vazão ajustando o fechamento ou a abertura da válvula purga;
- finalizou a operação depois de obter o volume no período de tempo desejado;

3.7.2 Cálculo da vazão

Para o controle da vazão utilizou-se a equação (30).

$$Q = \frac{V}{t} \quad (30)$$

Sendo:

Q = vazão [ml/s];

V = volume coletado no becker [ml];

t = tempo de coleta do fluido [s].

3.7.3 Posicionamento do termopar na serpentina

A verificação da temperatura atingida na parede da tubulação de cobre, durante a realização dos experimentos, foram feitas através de termopares, fixados entre os dois tubos mais próximos ao foco da parábola. Assim, foi possível verificar a temperatura do calor irradiado pelo aquecedor para os tubos, como apresentado na Figura 18.



Figura 18 – Posicionamento do termopar na parede externa da serpentina

Os pontos monitorados pelos termopares que foram instalados na parede externa da tubulação de cobre para fazer a coleta das temperaturas atingidas são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Configuração dos termopares nas coletas de dados

Localização do termopar	Posicionamento na serpentina	Temperatura °C	Termopar Tipo
entre o 1° e o 2° tubo	meio	parede	K
livre ao tempo	ambiente	ambiente	Espeto
entre o 1° e o 2° tubo	começo	parede	K
dentro da válvula de saída	saída	saída	K
entre o 1° e o 2° tubo	final	parede	K

3.7.4 Coleta dos dados da temperatura ambiente

A temperatura ambiente foi monitorada utilizando um termopar instalado ou posicionado, como apresentado na Figura 19.



Figura 19 – Monitoramento da temperatura ambiente pelo termopar

3.7.5 Melhoria no sistema de rastreamento solar

Para facilitar o deslocamento e o posicionamento solar do aquecedor solar durante a realização dos experimentos foram instaladas rodas, como se apresenta na Figura 20.



Figura 20 – Instalação de rodas no aquecedor solar

O acompanhamento manual realizado foi feito com o auxílio de um inclinômetro, posicionado no centro da parábola como apresentado na Figura 21.



Figura 21 – Acompanhamento manual utilizando um inclinômetro

A verificação dos ângulos de incidência dos raios solares em direção ao centro da parábola permitiu conhecer as inclinações utilizadas durante os experimentos e elaborar a Tabela 7.

Tabela 7 – Inclinação feita para o rastreamento solar

Horário	Ângulo de inclinação	Horário	Ângulo de inclinação
09h30min	+ 40°	13h	0
10h	+ 35°	13h30min	- 15°
10h30min	+ 30°	14h	- 20°
11h	+ 20°	14h30min	- 25°
11h30min	+ 15°	15h	- 35°
12h	+ 10°	15h30min	- 40°
12h30min	+ 5°	16h	- 45°

A representação gráfica feita para o rastreamento solar do aquecedor solar é apresentada pela Figura 22.

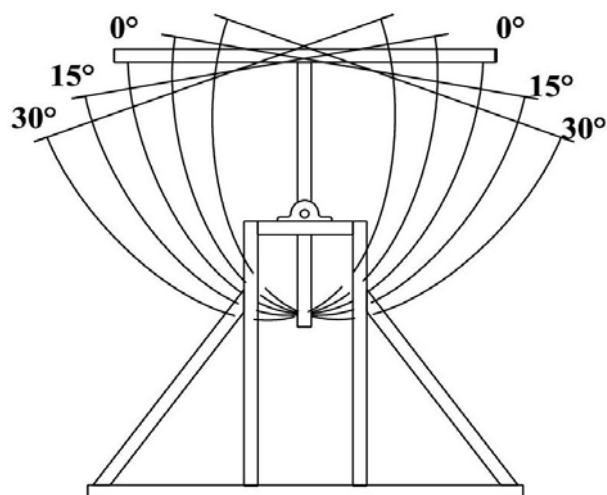


Figura 22 – Representação da inclinação manual realizada no aquecedor solar

3.8 CONFIGURAÇÃO DO SISTEMA DO AQUECEDOR SOLAR

O desenho da Figura 23 mostra a configuração feita no sistema para a realização da análise da eficiência térmica do aquecedor solar, onde:

1. localização do reservatório d'água que abasteceu o aquecedor solar;
2. ligação entre a entrada da serpentina e o reservatório d'água;
3. controle da vazão na entrada da serpentina do aquecedor solar;
4. ponto de monitoração da temperatura na parede externa da serpentina;
5. saída de água quente para o ambiente do aquecedor solar;

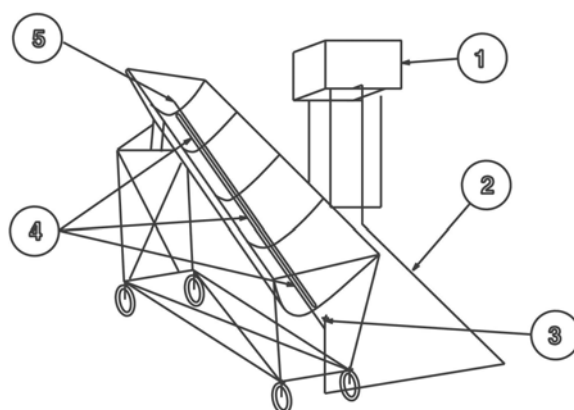


Figura 23 – Desenho esquemático para realizar a análise térmica

3.8.1 Abastecimento de água para o aquecedor solar

Uma tubulação em PVC e uma mangueira flexível conectam o reservatório e a entrada da serpentina do aquecedor solar, como mostrada na Figura 24.

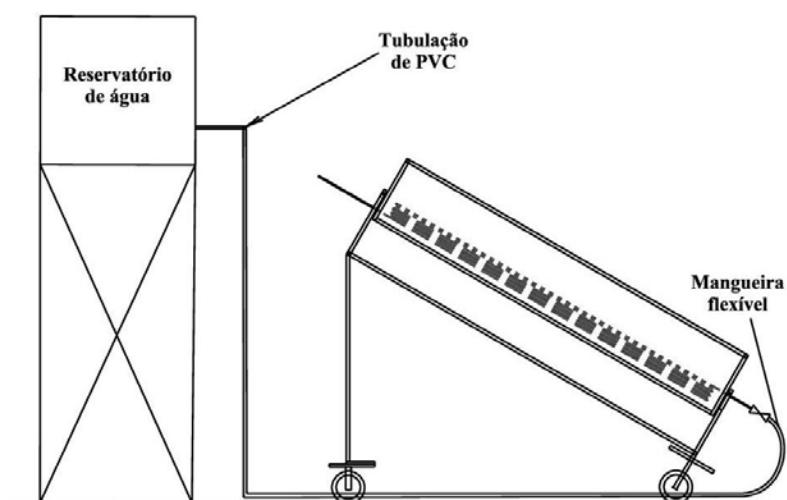


Figura 24 – Ligação entre o reservatório e o aquecedor solar

3.8.2 Distância entre a saída do reservatório e a entrada do aquecedor solar

O reservatório existente no Centro de Energias Renováveis permitiu uma diferença de altura entre a saída do reservatório e a entrada da serpentina do aquecedor solar, como pode ser visto pela Figura 25.

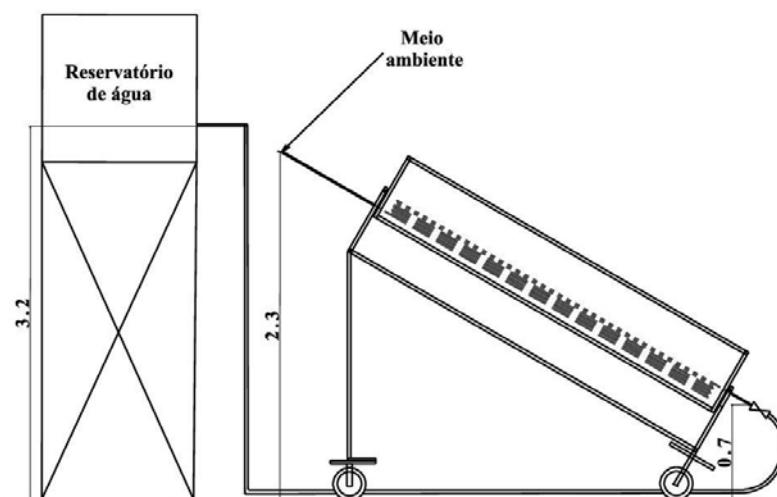


Figura 25 – Altura do reservatório e a entrada do aquecedor solar

A água aquecida pelo aquecedor solar foi liberada para a atmosfera através de um registro (válvula globo) instalado na saída da serpentina. A pressão de saída do aquecedor solar foi monitorada por um manômetro instalado na saída da serpentina do aquecedor solar.

3.8.3 Pontos das medições das temperaturas no aquecedor solar

Os pontos das medições das temperaturas no aquecedor solar são apresentados na Figura 26 e descritos como sendo:

- Tp_1 = temperatura da parede externa da entrada da serpentina;
- Tp_2 = temperatura da parede externa no ponto médio da serpentina;
- Tp_3 = temperatura da parede externa do ponto final da serpentina;
- Ts = temperatura de saída da serpentina;

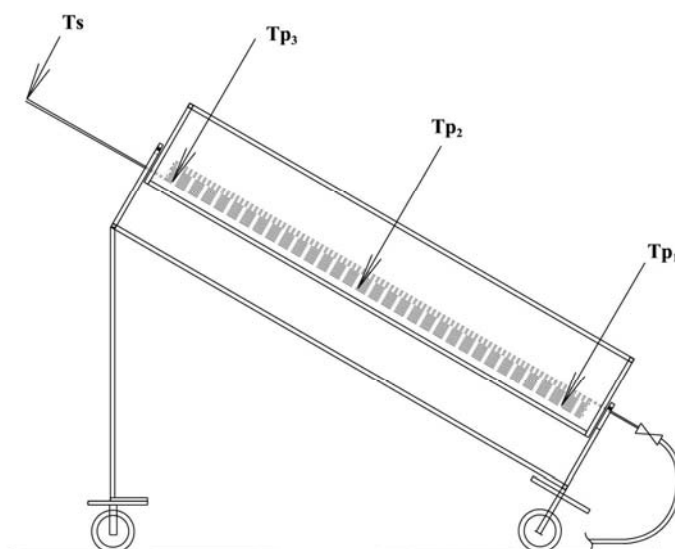


Figura 26 – Pontos de coleta de dados no aquecedor solar

3.9 INSTRUMENTOS UTILIZADOS NA PARTE EXPERIMENTAL

3.9.1 Becker e o cronômetro utilizado para o controle da vazão

Foi utilizado um Becker com a capacidade de 50 ml e um cronômetro digital para verificação da vazão que abasteceu a serpentina do aquecedor solar, como se mostra na Figura 27.



Figura 27 – Becker e cronômetro utilizados nos experimentos

3.9.2 Inclínômetro manual

A especificação técnica do inclinômetro que auxiliou o rastreamento solar é apresentada na Tabela 8.

Tabela 8 – Dados técnicos do inclinômetro

Descrição	Precisão	Faixa de Medição
Inclinômetro AF – 100 Rion Electronics	2,5 °	0 – 90 °

3.9.3 Medidor de densidade de potência solar

O medidor de densidade de potência solar utilizado durante a realização dos experimentos é um equipamento que usa um sensor fotovoltaico de silício e fornece medição de radiação solar para aplicações solares., como visto na Figura 28.



Figura 28 – Medidor de densidade de potência solar

A especificação técnica do medidor de densidade de potência solar é apresentada na Tabela 9.

Tabela 9 – Dados técnicos do medidor de densidade de potência solar

Descrição	Precisão	Faixa de Medição
Medidor de densidade de densidade de potência solar	$\pm 10 \text{ W/m}^2 / \pm 5\%$ Erro induzido adicional de temperatura de	Indicação máxima da Escala: 2000 W/m^2
Fabricante: Instrutherm	$\pm 0,38 \text{ W/m}^2 / 0^\circ\text{C a } 25^\circ\text{C}$	Resolução: 1 W/m^2

3.9.4 Anemômetro digital

A velocidade do vento foi monitorada com o auxílio de um anemômetro para verificar qual a influência deste parâmetro durante a coleta de dados dos experimentos. O anemômetro é um instrumento eletrônico para medir a velocidade do ar nos ambientes de trabalho por intermédio de um sensor ou ventoinha; tendo a unidade de medida em metros por segundo, apresentado na Figura 29.



Figura 29 – Anemômetro digital

A especificação técnica do anemômetro digital é apresentada na Tabela 10.

Tabela 10 – Dados técnicos do anemômetro digital

Descrição	Precisão	Faixa de Medição
Anemômetro Digital	$\leq 20 \text{ m/s: } \pm 3\% \text{ da escala cheia}$	0,1 m/s
AD-250	$> 20 \text{ m/s: } \pm 4\% \text{ da escala cheia}$	20 m/s
Fabricante: Instrutherm		

3.9.5 TERMÔMETRO DIGITAL

O termômetro digital portátil utilizado para fazer a verificação da temperatura de saída e das superfícies da tubulação externa da serpentina, tem dois canais, com a tela de LCD de 4 dígitos, e é apresentado na Figura 30.



Figura 30– Termômetro digital

A especificação técnica do termômetro digital que utilizou termopares tipo K, para o acompanhamento e verificação das temperaturas obtidas durante a realização dos experimentos é apresentada na Tabela 10.

Tabela 11 – Dados técnicos do termômetro digital

Descrição	Precisão	Faixa de Medição do termopar
Termômetro digital		
Modelo TH – 1000	Precisão de +/- 0,5 °C	- 200°C à 1000°C
Fabricante: Instrutherm		

4 PARTE EXPERIMENTAL

4.1 EXPERIMENTOS UTILIZANDI O AQUECEDOR SOLAR

Os experimentos usaram um aquecedor solar parabólico feito com uma placa de aço com filme de polietileno reflexivo. Os experimentos foram realizados obtendo as vazões em ordem decrescente de 66 litros por hora até chegar a 9 litros por hora. Estas vazões estão representadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Valores de vazões utilizados nos experimentos

Vazão (ml/s)	Vazão (l/h)	Volume em 5 horas (litros)
18,3	66	330
15	54	270
11,7	42	210
8,3	30	150
7,5	27	135
6,7	24	120
5,8	21	105
5	18	90
4,2	15	75
3,3	12	60
2,5	9	45

O período de utilização do aquecedor solar parabólico cilíndrico para a análise térmica e as verificações nas vazões descritas foi entre as 09:00h e as 14:00h. Elaboraram-se os gráficos para cada vazão utilizada versus a temperatura. Para todos os experimentos aguardou-se a estabilidade da temperatura.

Foram coletadas as temperaturas ambientes (t_{amb}), na parede da serpentina (t_{tubo}) e da saída da água ($t_{água}$).

4.2 VAZÃO DE 66 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 66 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 31, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 3 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(30 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(41,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(36,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(6,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(11,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

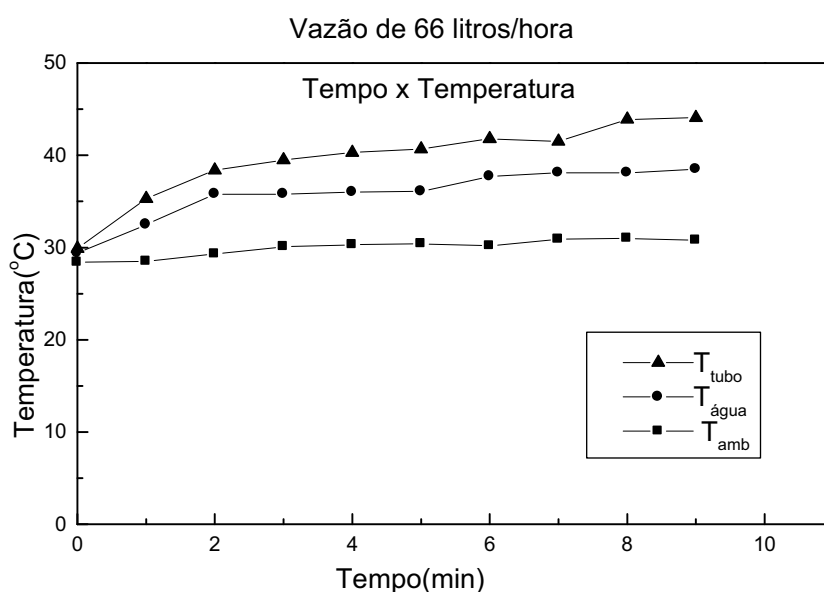


Figura 31 – Gráfico do experimento na vazão de 66 litros por hora

4.2.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 66 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença

de temperatura ambiente e da saída da água. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C

t_2 = temperatura da saída da água = 36,5°C

t_1 = temperatura ambiente = 30°C

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 66 l/h ou 18,3 ml/s.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 429 \text{ kcal} / h \quad (31)$$

4.2.2 Cálculo térmico do aquecedor solar na vazão de 66 litros por hora

Considerou-se que para a análise térmica do aquecedor solar o fator de forma foi de: $F = \varepsilon = 0,05 \rightarrow (\text{superfície} = 1 \ll \text{superfície} = 2)$, portanto desprezível. Como visto, a superfície do tubo que atravessa a placa refletora tem uma superfície muito menor que a da parábola reflexiva; daí utilizou-se o fluxo de calor (q), que atinge o tubo de cobre, como sendo, a somatória das parcelas, obtida pelo fluxo por radiação (q_{rad}), somada ao outra parcela obtida pelo fluxo de condução (q_{cond}), que é o fluxo de calor que incide na parede externa do tubo de cobre.

4.2.3 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $41,5^\circ\text{C} + 273,15 = 314,65 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 37,16 \text{ kcal/h} \quad (32)$$

4.2.4 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $41,5^\circ\text{C} + 273,15 = 314,65 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ Kcal/h. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi r_1 \Delta T = 24,62 \text{ kcal/h} \quad (33)$$

4.2.5 Perdas térmicas na vazão de 66 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 61,78 \text{ kcal/h} \quad (34)$$

4.2.6 Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 66 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 66 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 kcal / h ,$$

$$(q) = 61,78 W/m^2.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 799,46 kcal / h \quad (35)$$

4.2.7 Rendimento na vazão de 66 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{429}{799,46} = 53,7\% \quad (36)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 53,7 %.

4.3 VAZÃO DE 54 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 54 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) W/m^2$. Analisando o gráfico da Figura 32, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 3 minutos.

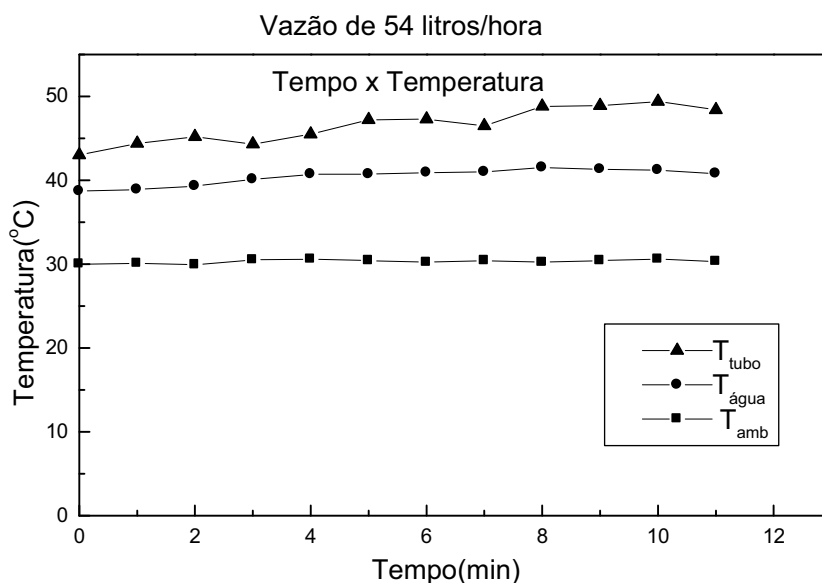


Figura 32 – Gráfico do experimento na vazão de 54 litros por hora

Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(30,5 \pm 2,0)^{\circ}\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(47,1 \pm 2,0)^{\circ}\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(41 \pm 2,0)^{\circ}\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(10,5 \pm 2,0)^{\circ}\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(6,1 \pm 2,0)^{\circ}\text{C}$.

4.3.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 54 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura ($\bullet t = t_{\text{água}} - t_{\text{amb}}$). O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = $1 \text{ cal/g}^{\circ}\text{C}$,

T_2 = temperatura da saída da água = 41°C ,

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^{\circ}\text{C}$.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 54 l/h ou 15 ml/s .

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 594 \text{ kcal} / h \quad (37)$$

4.3.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $47,1^\circ\text{C} + 273,15 = 320,25 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = $0,00475 \text{ m}$,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m ,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi l r_1 \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 37,16 \text{ kcal} / h \quad (38)$$

4.3.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $47,1^\circ\text{C} + 273,15 = 320,25 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi l r_1 \Delta T = 12,76 \text{ kcal} / h \quad (39)$$

4.3.4 Perdas térmicas na vazão de 54 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 49,92 \text{ kcal/h} \quad (40)$$

4.3.5 Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 54 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 66 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal/h},$$

$$(q) = 49,92 \text{ kcal/h}.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 811,32 \text{ kcal/h} \quad (41)$$

4.3.6 Rendimento na vazão de 54 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{594}{799,46} = 73,21\% \quad (42)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 73,21 %.

4.4 VAZÃO DE 42 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 42 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 33, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 4 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(31,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(57 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(46,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(15 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(10,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

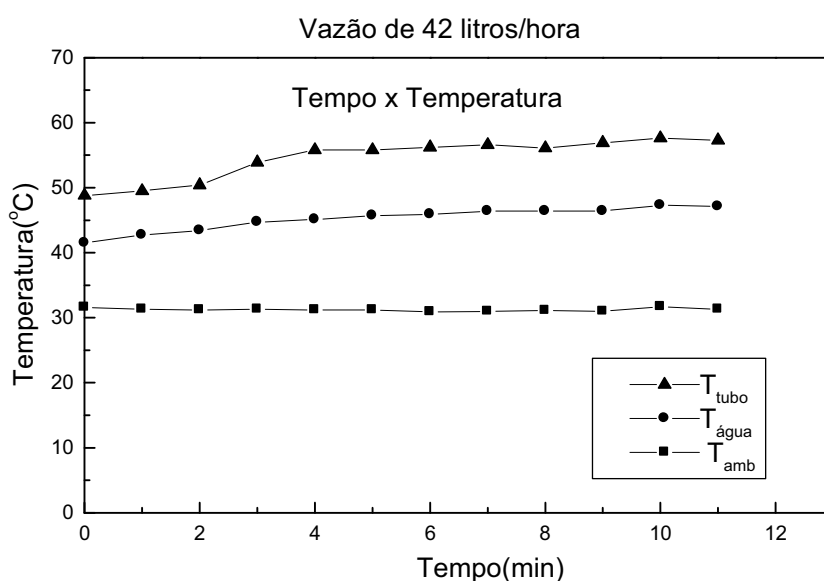


Figura 33 – Gráfico do experimento na vazão de 42 litros por hora

4.4.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 42 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença

de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C,

T_2 = temperatura da saída da água = 46,5°C,

T_1 = temperatura ambiente = 31,5°C.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 42 l/h ou 11,7 ml/s.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 630 \text{ kcal} / h \quad (43)$$

4.4.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²K = $4,88 \times 10^{-8}$ W/m²C,

T_1 = temperatura ambiente = 31,5°C + 273,15 = 304,65 K,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = 57°C + 273,15 = 330,15 K,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi l r_1 \varepsilon (T_2^4 - T_1^4) = 14,27 \text{ kcal} / h \quad (44)$$

4.4.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

$$T_1 = \text{temperatura ambiente} = 31,5^\circ\text{C} + 273,15 = 301,65 \text{ K},$$

$$T_2 = \text{temperatura externa na parede do tubo} = 57^\circ\text{C} + 273,15 = 330,15 \text{ K},$$

$$h = 25 \text{ Kcal/h. m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (ver Tabela 3),}$$

$$q_{cond} = h 2\pi r_1 \Delta T = 63,80 \text{ kcal} / h \quad (45)$$

4.4.4 Perdas térmicas na vazão de 42 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 78,10 \text{ kcal/h} \quad (46)$$

4.4.5 Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 24 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 42 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo:

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal} / h ,$$

$$(q) = 78,10 \text{ kcal/h.}$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 783,10 \text{ kcal} / h \quad (47)$$

4.4.6 Rendimento na vazão de 42 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{630}{783,10} = 80,44\% \quad (48)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 80,44 %.

4.5 VAZÃO DE 30 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 30 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 34, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 3 minutos.

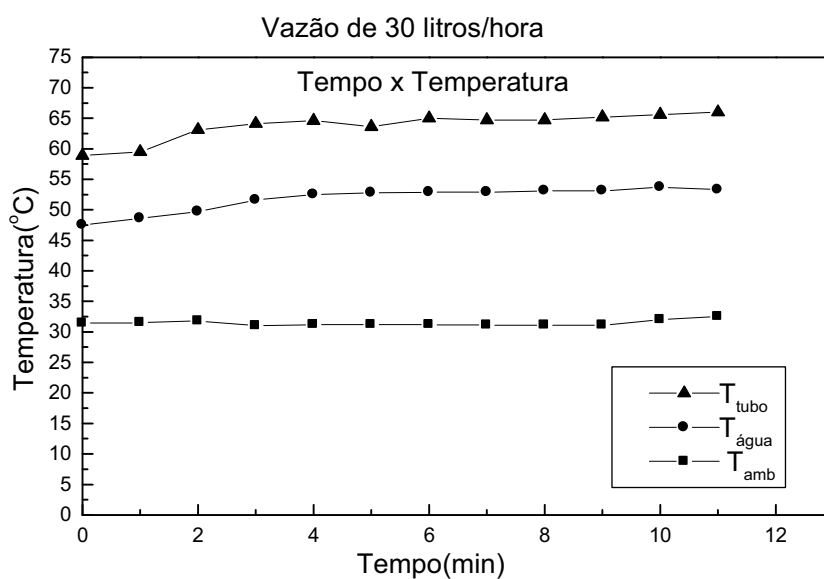


Figura 34 – Gráfico do experimento na vazão de 30 litros por hora

Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(31,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(64 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(52 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(21 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(12 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

4.5.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 30 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = $1 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$,

T_2 = temperatura da saída da água = 52°C ,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C .

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 30 l/h ou $8,3 \text{ ml/s}$.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 630 \text{ kcal} / h \quad (49)$$

4.5.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $64^\circ\text{C} + 273,15 = 337,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = $0,00475 \text{ m}$,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 19,06 \text{ kcal/h} \quad (50)$$

4.5.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $64^\circ\text{C} + 273,15 = 337,15 \text{ K}$,

h = $25 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi r_1 \Delta T = 73,87 \text{ Kcal/h} \quad (51)$$

4.5.4 Perdas térmicas na vazão de 30 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 92,92 \text{ kcal/h} \quad (52)$$

4.5.5 Densidade de potência solar corrigida para a vazão de 30 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 30 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo:

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 kcal / h ,$$

$$(q) = 92,92 kcal/h.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 768.2 kcal / h \quad (53)$$

4.5.6 Rendimento na vazão de 30 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{630}{768,32} = 82,0\% \quad (54)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 82,0 %.

4.6 VAZÃO DE 27 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 27 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) W/m^2$. Analisando o gráfico da Figura 35, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 3 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada

foi de $(31,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(70 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(54 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(23 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(16 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

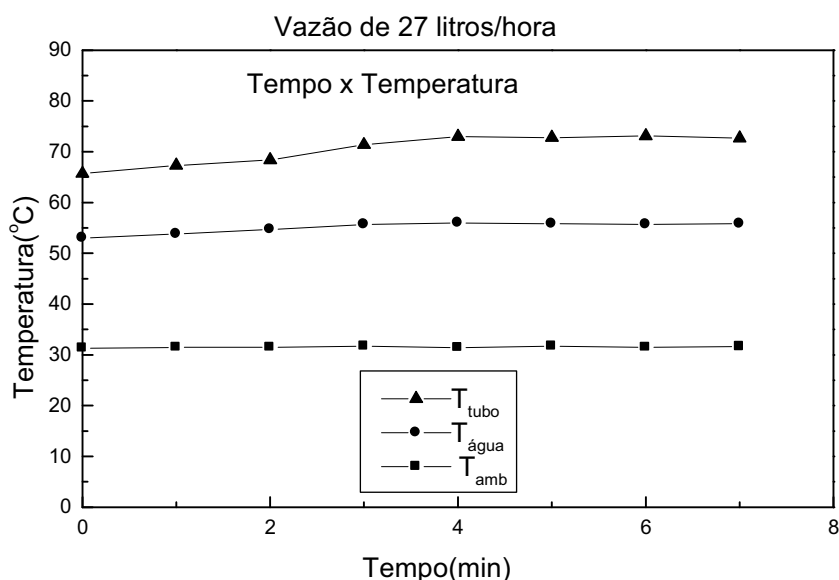


Figura 35 – Gráfico do experimento na vazão de 27 litros por hora

4.6.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 27 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = $1 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$,

T_2 = temperatura da saída da água = 54°C ,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C .

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 27 l/h ou $7,5 \text{ ml/s}$.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 621 \text{ kcal} / h \quad (55)$$

4.6.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $70^\circ\text{C} + 273,15 = 343,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = $0,00475 \text{ m}$,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m ,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 l \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 36,90 \text{ kcal} / h \quad (56)$$

4.6.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $70^\circ\text{C} + 273,15 = 343,15 \text{ K}$,

h = $25 \text{ Kcal/h. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi r_1 l \Delta T = 87,30 \text{ kcal} / h \quad (57)$$

4.6.4 Perdas térmicas na vazão de 27 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 124,20 \text{ kcal/h} \quad (58)$$

4.6.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 27 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 27 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal/h},$$

$$(q) = 124,20 \text{ kcal/h}.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 737,04 \text{ kcal/h} \quad (59)$$

4.6.6 Rendimento na vazão de 27 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{621}{737,04} = 84,260\% \quad (60)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 84,26 %.

4.7 VAZÃO DE 24 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 24 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 36, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 3 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(31,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(79 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(56 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(25 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(23 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

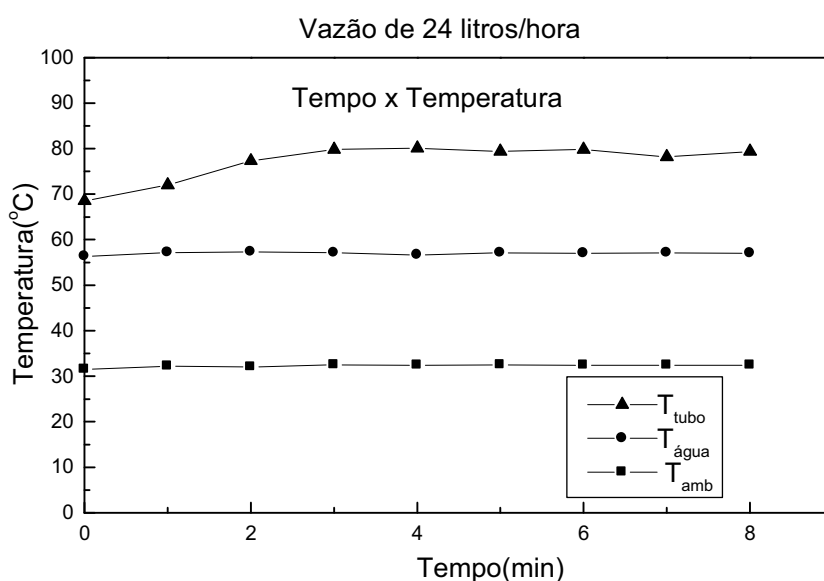


Figura 36 – Gráfico do experimento na vazão de 24 litros por hora

4.7.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 24 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C,

T_2 = temperatura da saída da água = 56°C,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 24 l/h ou 6,7 ml/s.

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 600 \text{ Kcal} / h \quad (61)$$

4.7.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $79^\circ\text{C} + 273,15 = 352,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi l r_1 \varepsilon (T_2^4 - T_1^4) = 30,30 \text{ kcal} / h \quad (62)$$

4.7.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $79^\circ\text{C} + 273,15 = 343,15 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ kcal/h. m}^2.\text{°C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h2\pi r_1 \Delta T = 107,44 \text{ kcal / h} \quad (63)$$

4.7.4 Perdas térmicas na vazão de 24 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 137,74 \text{ kcal/h} \quad (64)$$

4.7.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 24 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 24 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \div 4,18 \frac{\text{J}}{\text{s}} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal / h},$$

$$(q) = 137,74 \text{ kcal/h.}$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 723,50 \text{ kcal / h} \quad (65)$$

4.7.6 Rendimento na vazão de 24 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{600}{723,50} = 82,93\% \quad (66)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 82,93 %.

4.8 VAZÃO DE 21 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 21 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 37, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 2 minutos.

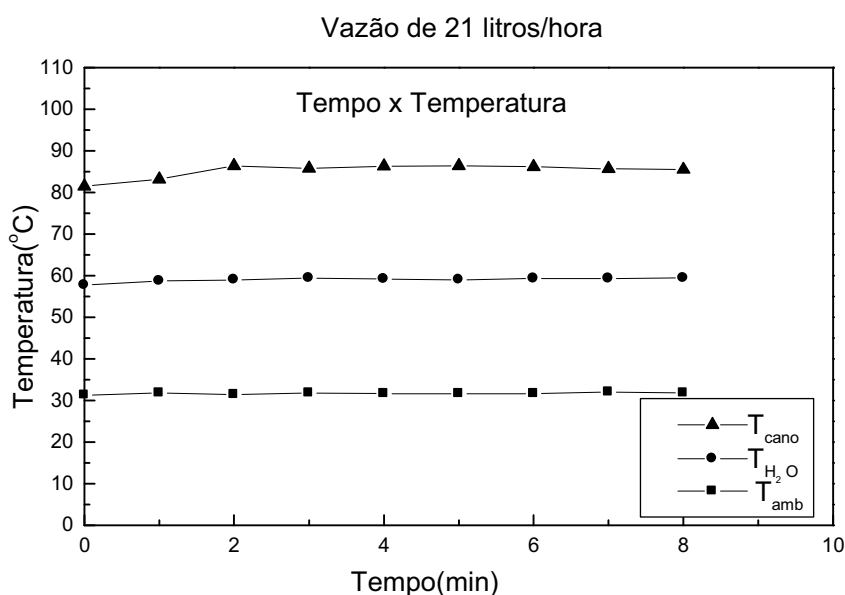


Figura 37 – Gráfico do experimento na vazão de 21 litros por hora

Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(31,6 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(85,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(58 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(27 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(27 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

4.8.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 21 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = $1 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$,

T_2 = temperatura da saída da água = 58°C ,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C .

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 21 l/h ou $5,8 \text{ ml/s}$.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 584 \text{ kcal} / h \quad (67)$$

4.8.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $31,5^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $85,5^\circ\text{C} + 273,15 = 358,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 l \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 33,64 \text{ kcal} / h \quad (68)$$

4.8.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $31,6^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $85^\circ\text{C} + 273,15 = 358,15 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi r_1 l \Delta T = 119,52 \text{ kcal} / h \quad (69)$$

4.8.4 Perdas térmicas na vazão de 21 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 151,16 \text{ kcal} / h \quad (70)$$

4.8.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 21 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 24 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 kcal / h ,$$

$$(q) = 95,43 kcal/h$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 710 kcal / h \quad (71)$$

4.8.6 Rendimento na vazão de 21 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{584}{710} = 82,25\% \quad (72)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 82,25 %.

4.9 VAZÃO DE 18 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 18 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) W/m^2$. Analisando o gráfico da Figura 38, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 4 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(30,5 \pm 2,0)^\circ C$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de

$(84,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(62,5 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(32 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(22 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

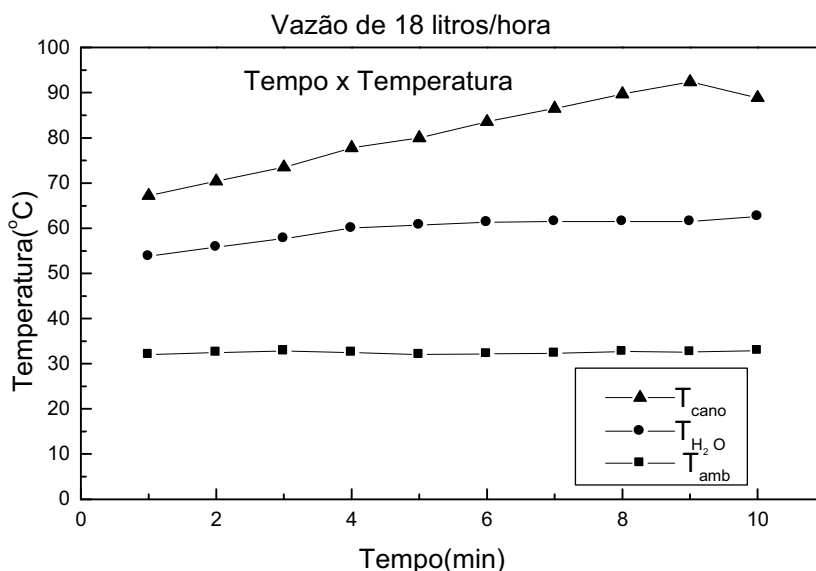


Figura 38 – Gráfico do experimento na vazão de 18 litros por hora

4.9.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 18 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = $1 \text{ cal/g}^\circ\text{C}$,

T_2 = temperatura da saída da água = $62,5^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C}$.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 18 l/h ou 5 ml/s .

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 576 \text{ kcal} / h \quad (73)$$

4.9.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $84,5^\circ\text{C} + 273,15 = 357,65 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = $0,00475 \text{ m}$,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m ,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi l r_1 \varepsilon (T_2^4 - T_1^4) = 34,34 \text{ kcal} / h \quad (74)$$

4.9.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $30,5^\circ\text{C} + 273,15 = 303,65 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $84,5^\circ\text{C} + 273,15 = 357,65 \text{ K}$,

h = $25 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi l r_1 \Delta T = 120,87 \text{ kcal} / h \quad (75)$$

4.9.4 Perdas térmicas na vazão de 18 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 155,21 \text{ kcal/h} \quad (76)$$

4.9.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 18 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 18 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal/h},$$

$$(q) = 155,21 \text{ kcal/h}.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 706,03 \text{ kcal/h} \quad (77)$$

4.9.6 Rendimento na vazão de 18 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{576}{706,03} = 81,58\% \quad (78)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 81,58 %.

4.10 VAZÃO DE 15 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 15 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 39, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 1 minuto. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(31,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(94,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(65,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(34 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(29 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

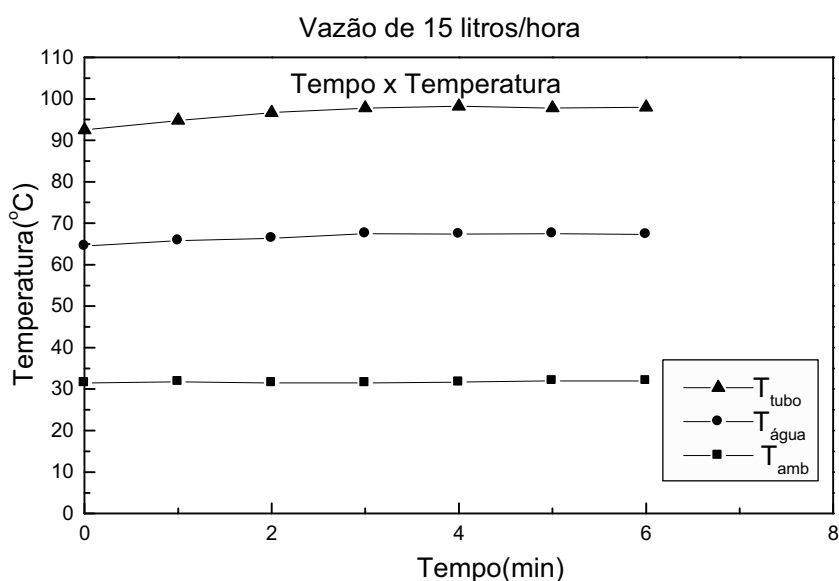


Figura 39 – Gráfico do experimento na vazão de 15 litros por hora

4.10.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 15 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h)

ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C,

T_2 = temperatura da saída da água = 65°C,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 15 l/h ou 4,2 ml/s.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 510 \text{ kcal} / h \quad (79)$$

4.10.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²K = $4,88 \times 10^{-8}$ W/m² °C,

T_1 = temperatura ambiente = 31°C + 273,15 = 304,15 K,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = 94 °C + 273,15 = 367,15 K,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 l \varepsilon (T_2^4 - T_1^4) = 37,39 \text{ kcal} / h \quad (80)$$

4.10.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $31^\circ\text{C} + 273,15 = 304,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $94^\circ\text{C} + 273,15 = 367,15 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ Kcal/h. m}^2.\text{°C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h2\pi r_1 \Delta T = 141,02 \text{ kcal/h} \quad (81)$$

4.10.4 Perdas térmicas na vazão de 15 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 178,41 \text{ kcal/h} \quad (82)$$

4.10.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 15 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 15 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \div 4,18 \frac{\text{J}}{\text{s}} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal/h},$$

$$(q) = 178,41 \text{ kcal/h.}$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 682,83 \text{ kcal/h} \quad (83)$$

4.10.6 Rendimento na vazão de 15 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{510}{682,83} = 74,69\% \quad (84)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 74,69 %.

4.11 VAZÃO DE 12 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 12 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 40, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 1 minuto.

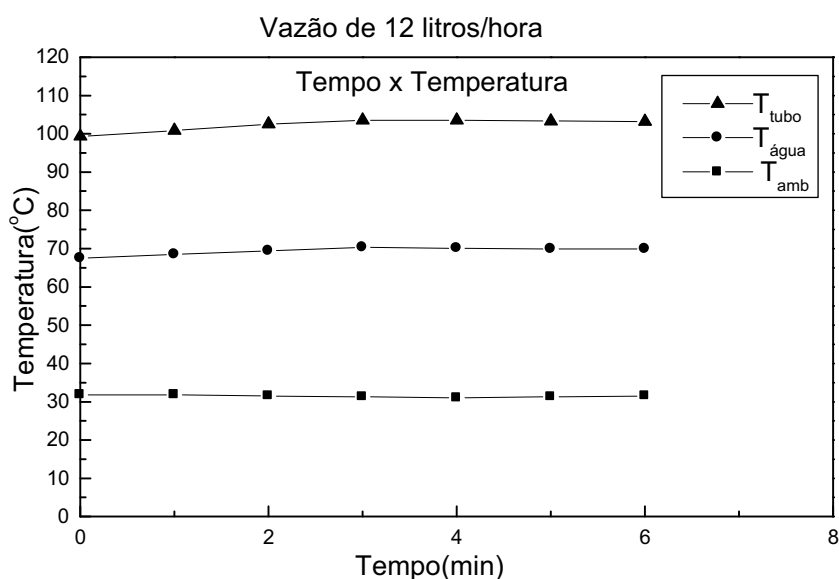


Figura 40 – Gráfico do experimento na vazão de 12 litros por hora

Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(32,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(101,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(69,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(37,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(32,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

4.11.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 12 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C,

T_2 = temperatura da saída da água = 65°C,

T_1 = temperatura ambiente = 32°C.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 12 l/h ou 3,3 ml/s.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 396 \text{ kcal} / h \quad (85)$$

4.11.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$ = $4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $32^\circ\text{C} + 273,15 = 305,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $101^\circ\text{C} + 273,15 = 374,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = 0,00475 m,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m,

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi r_1 l \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 37,88 \text{ kcal} / h \quad (86)$$

4.11.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

$$T_1 = \text{temperatura ambiente} = 32^\circ\text{C} + 273,15 = 305,15 \text{ K},$$

$$T_2 = \text{temperatura externa na parede do tubo} = 101^\circ\text{C} + 273,15 = 374,15 \text{ K},$$

$$h = 25 \text{ kcal/h. m}^2.\text{°C (ver Tabela 3),}$$

$$q_{cond} = h2\pi r_1 \Delta T = 1541,45 \text{ kcal / h} \quad (87)$$

4.11.4 Perdas térmicas na vazão de 12 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 192,33 \text{ kcal/h} \quad (88)$$

4.11.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 12 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 12 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo:

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal / h},$$

$$(q) = 192,33 \text{ kcal/h}$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 688,91 \text{ kcal} / \text{h} \quad (89)$$

4.11.6 Rendimento na vazão de 12 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{396}{688,91} = 59,20\% \quad (90)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 59,20 %.

4.12 VAZÃO DE 9 LITROS POR HORA

O experimento foi realizado com a vazão de 18 litros por hora, numa densidade de potência solar (dp_m) média de $(1000 \pm 10) \text{ W/m}^2$. Analisando o gráfico da Figura 40, observa-se que a taxa de calor transferido do tubo de cobre para a água estabilizou-se a partir de 2 minutos. Nos minutos seguintes calculou-se a média das temperaturas ambiente, do tubo e da saída da água. Para a temperatura ambiente a média encontrada foi de $(32,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A média da temperatura na superfície externa do tubo foi de $(105,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$ e a média obtida na saída da água foi de $(71,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura de saída da água e o ambiente foi em média de $(39,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$. A diferença entre a temperatura do tubo e a de temperatura ambiente foi em média de $(34,0 \pm 2,0)^\circ\text{C}$.

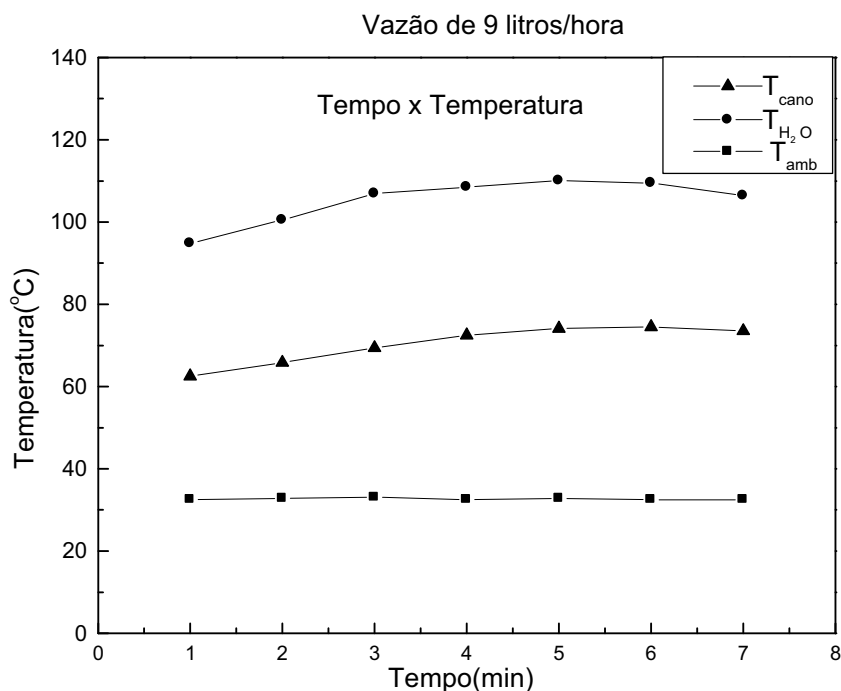


Figura 41 – Gráfico do experimento na vazão de 9 litros por hora

4.12.1 Cálculo do calor transferido para a água na vazão de 9 litros por hora

A quantidade de energia transferida na forma de calor (Q) para a água é igual ao produto da massa contida (m), o calor específico à pressão constante (c_p) e a diferença de temperatura da saída de água e da temperatura ambiente. O cálculo do calor (Q/h) ganho pela massa de água que atravessa a serpentina é dado pela equação (21), como sendo:

c_p = calor específico da água = 1 cal/g°C,

T_2 = temperatura da saída da água = 65°C,

T_1 = temperatura ambiente = 32°C.

$\dot{m}$ = massa da água por hora = 09 l/h ou 2,5 ml/s.

Portanto, a quantidade de calor transferido para a água por hora é de:

$$\frac{Q}{h} = \dot{m} \cdot c_p (t_2 - t_1) = 297 \text{ kcal} / h \quad (91)$$

4.12.2 Cálculo do fluxo de calor por radiação

A parcela do fluxo de calor irradiado (q_{rad}) para o ambiente pelo tubo de cobre, obtida aplicando-se a Lei de Stefan-Boltzmann, vista na equação (5a), sendo:

σ = constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K} = 4,88 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$,

T_1 = temperatura ambiente = $32^\circ\text{C} + 273,15 = 305,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $105^\circ\text{C} + 273,15 = 378,15 \text{ K}$,

r_1 = raio interno do tubo de cobre = $0,00475 \text{ m}$,

ε = emissividade do cobre na pintura preto fosco = 1 (Adotado),

l = comprimento da absorção solar = 3 m .

$$q_{rad} = \sigma A \varepsilon \Delta T = \sigma \cdot 2\pi l r_1 \varepsilon \cdot (T_2^4 - T_1^4) = 51,46 \text{ kcal} / h \quad (91)$$

4.12.3 Cálculo do fluxo de calor refletido por condução

A parcela do fluxo de calor irradiado por condução (q_{cond}) pelo tubo de cobre para o ambiente é obtida aplicando-se a Lei de Isaac Newton, de acordo com a equação (20), Sendo:

T_1 = temperatura ambiente = $32^\circ\text{C} + 273,15 = 305,15 \text{ K}$,

T_2 = temperatura externa na parede do tubo = $105^\circ\text{C} + 273,15 = 378,15 \text{ K}$,

$h = 25 \text{ kcal/h. m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (ver Tabela 3),

$$q_{cond} = h 2\pi l r_1 \Delta T = 163,40 \text{ kcal} / h \quad (93)$$

4.12.4 Perdas térmicas na vazão de 9 litros por hora

Portanto, a fração removida da superfície do tubo de cobre por condução e a parcela de transferência de calor por radiação da superfície do tubo de cobre para o ambiente, é:

$$\dot{q} = q_{cond} + q_{rad} = 214,86, \text{ kcal/h} \quad (94)$$

4.12.5 Densidade de potência solar corrigida na vazão de 9 litros por hora

Para corrigir a densidade de potência solar que atinge a para parede externa do tubo, na vazão de 09 litros por hora, subtraiu-se a densidade de potência solar real (dp_m) das perdas térmicas ($q_{cond} + q_{rad}$). Sendo

$$dp_{real} = (1000 \pm 10) \frac{W}{m^2} \div 4,18 \frac{J}{s} \times 3600 \Rightarrow 861,244 \text{ kcal/h},$$

$$(q) = 214,86 \text{ kcal/h}.$$

$$q_c = q_{real} - \dot{q} = 646,38 \text{ kcal/h} \quad (95)$$

4.12.6 Rendimento na vazão de 9 litros por hora

O cálculo do rendimento térmico nesta vazão é dado pela razão entre o valor do calor recebido pela água e a densidade de potência solar corrigida transmitida por hora. Logo o rendimento é:

$$\eta = \frac{Q}{q_c} = \frac{297}{646,38} = 45,95\% \quad (96)$$

Portanto, verificou-se que o rendimento total do aquecedor solar nestas condições de vazão e de temperatura foi de 45,95 %.

4.13 RESULTADOS FINAIS

Com os ensaios realizados, verificou-se a grande capacidade térmica que o aquecedor solar parabólico cilíndrico tem transferência de calor para água nas diversas condições de vazão e de temperatura e os resultados dos cálculos realizados estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Verificação térmica do aquecedor solar parabólico cilíndrico

Vazão (l/h)	Temperatura na parede externa tubo (°C)	Temperatura saída água (°C)	Fluxo calor radiação (kcal/h/m)	Fluxo Calor condução (kcal/h/m)	Calor recebido água (kcal/h/m)	Calor absorvido água (kcal/h)	η (%)
66	41,5	36,5	3,70	37,16	429	329,40	53,7
54	47,1	41	7,80	24,62	594	329	73,21
42	57	46,5	14,25	63,80	630	440 2,1	80,44
30	61	52	19,04	73,87	630	358,6	82,00
27	70	54	36,40	87,30	621	432	84,26
24	79	56	30,30	107,44	600	554,8	82,93
21	85,5	59,4	33,64	119,52	710	584	82,25
18	84,5	62,5	34,34	120,87	576	396	81,58
15	94	65	37,34	141,02	510	438,5	74,69
12	101	69	37,88	154,45	396	384,1	59,20
9	105	71	51,46	163,40	297	306	45,95

Verifica-se que há um aumento da temperatura na parede externa do tubo, a medida que a vazão diminui e um aumento da temperatura de saída da água. Analisá-se com isso que, à medida que a vazão diminui, a temperatura de saída da água aumenta, o fluxo de calor fornecido aumenta, a absorção da água diminui, junto com o rendimento térmico do aquecedor solar. Portanto, percebe-se que o calor total

fornecido do tubo de cobre para a água em baixa vazão no aquecedor solar parabólico cilíndrico, não é totalmente absorvido pela água, sendo dissipado para o ambiente em outra forma de calor (reflexão ou radiação).

O gráfico da Figura 42 mostra a relação entre a vazão utilizada do aquecedor solar em relação a temperaturas obtidas nos experimentos.

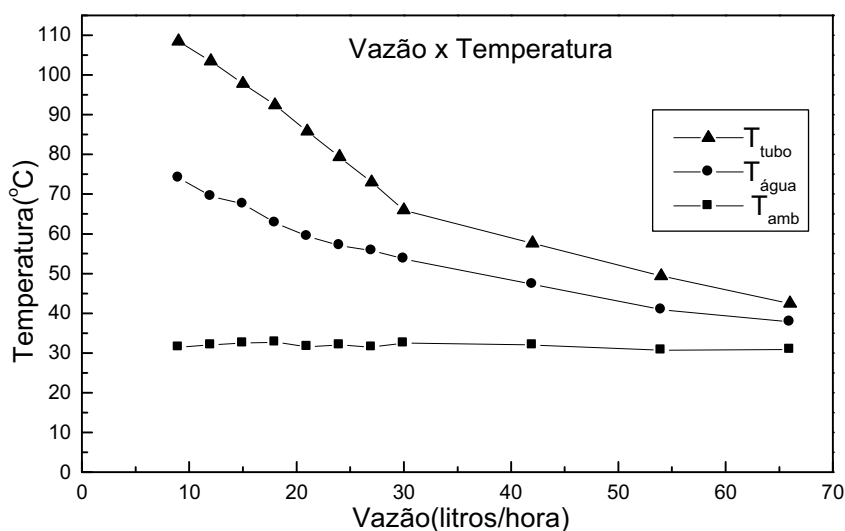


Figura 42 – Gráfico do resultado da vazão em função da temperatura

Observa-se que em menores vazões, os valores de temperaturas na parede externa do tubo aumentam e isso é devido à água não absorver toda a energia fornecida pelo fluxo de calor que atravessa a parede do tubo de cobre. A temperatura na parede do tubo de cobre cai à medida que a vazão começa a aumentar, isso acontece devido a água nesta determinada vazão, conseguir absorver o fluxo de calor fornecido pelo aquecedor solar para a parede do tubo de cobre.

A relação do rendimento em função da vazão utilizada no aquecedor solar, é mostrada no gráfico da Figura 43, e observa-se que entre 9 litros por hora até os 15 litros por hora, a capacidade térmica do aquecedor solar é baixa, devido ao fato da água não absorver todo o fluxo de calor fornecido pelo aquecedor, e esse fluxo sendo perdido por radiação e convecção.

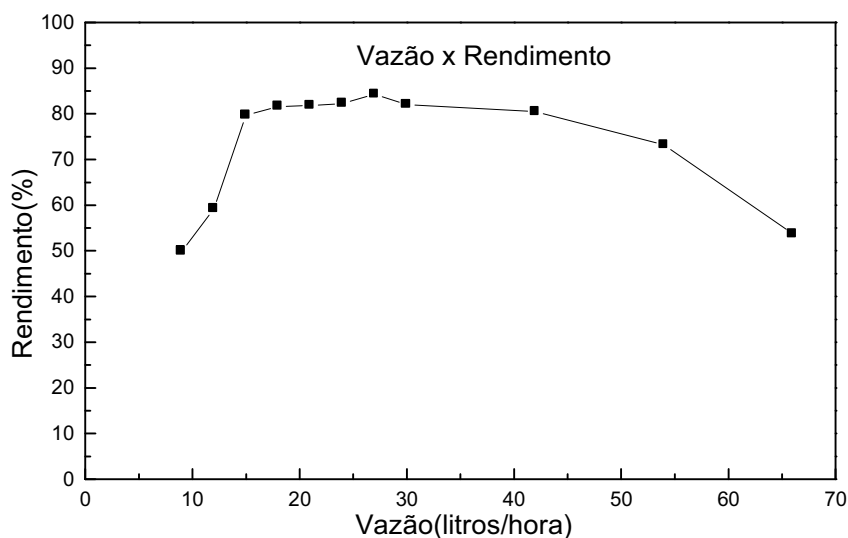


Figura 43 – Gráfico do resultado da vazão em função do rendimento

A partir dos 18 litros por hora até os 54 litros por hora de vazão, a capacidade térmica do aquecedor solar aumenta em altas vazões, devido ao fato da água absorver todo o calor fornecido pelo aquecedor solar. Acima dos 55 litros por hora de vazão de água, o aquecedor solar estabiliza e começa diminuir o rendimento e ceder calor para o ambiente. Conclui-se desta maneira que o aquecedor solar parabólico cilíndrico tem uma faixa ideal de operação que esta entre os 18 e os 55 litros por hora de vazão e os 54 e os 55 litros por hora de vazão.

Desta maneira, foi possível analisar e verificar que o aquecedor solar parabólico cilíndrico fornece uma temperatura e vazão de águas mais elevadas, comparadas aos aquecedores planos e numa condição de baixa vazão de água no aquecedor solar parabólico cilíndrico consegue fornecer temperaturas mais elevadas em relação aos aquecedores convencionais.

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Após a análise térmica feita neste modelo de aquecedor solar parabólico cilíndrico, os experimentos demonstraram a grande capacidade térmica do aquecedor em fornecer temperaturas elevadas em baixa vazão, e relativamente maiores, temperaturas em alta vazão comparando aos aquecedores planos. A elevada capacidade de absorver a energia incidente do coletor parabólico e a alta capacidade de transferir esta energia para o tubo de cobre e deste para a água, se deve ao fato, do formato parabólico do aquecedor, fazer com que esta radiação solar reflita para centro da parábola.

A placa reflexiva revestida de polietileno instalada neste aquecedor solar permite que quase toda a energia solar incidente seja refletida para a serpentina, possibilitando atingir temperaturas mais elevadas, que é absorvida pelo fluido (água) em altas vazões ou dissipada em baixa vazão. Com o rastreamento solar sendo realizado manualmente, não permitiu um perfeito posicionamento para a captação dos raios solares. Uma pequena variação do alinhamento dos tubos de cobre, devido ao seu comprimento, também não permitiu uma perfeita absorção desta energia solar. A partir dos 18 litros por hora até os 54 litros por hora de vazão, a capacidade térmica do aquecedor solar aumenta em altas vazões, devido ao fato da água absorver todo o calor fornecido pelo aquecedor solar. Acima dos 55 litros por hora de vazão de água, o aquecedor solar estabiliza e começa diminuir o rendimento e ceder calor para o ambiente. Conclui-se desta maneira que o aquecedor solar parabólico cilíndrico tem uma faixa ideal de operação que esta entre os 18 e os 55 litros por hora de vazão e os 54 e os 55 litros por hora de vazão.

Foram obtidos valores de rendimentos térmicos que possibilitam utilizar este modelo de aquecedor para grandes volumes de vazão, e concluiu-se que o aquecedor solar tem boa capacidade térmica de fazer o pré-aquecimento de fluido, desta forma, podendo ser oferecido como um método de transferência de energia para o quadro energético nacional.

Para trabalhos futuros, a sugestão é de se instalar um sistema automatizado de rastreamento solar, incluir uma bomba hidráulica para manter uma vazão constante e colocar um tubo cilíndrico de vidro, para isolar a tubulação e evitar perdas de calor por condução e por convecção para o ar. Deste modo, uma nova análise térmica deste aquecedor solar parabólico cilíndrico, tem possibilidade de aumentar o rendimento térmico nas diversas vazões.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Radiação solar**. Disponível em: <\ www.aneel.gov.br>. Acesso em: 13 set. 2010.

DUFFLE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal Processes**. New York: John Wiley, 1991. p. 72.

ENAT. **Energias Naturais**. Disponível em: <http://www.enat.pt>. Acesso em: 27 dez. 2010.

Energia solar térmica: manual sobre tecnologias, projecto e instalação. Disponível em: <http://www.greenpro.de/po/solartermico.pdf#search=%22chiller%20absor%C3%A7%C3%A3o%20consul%22>. Acesso em: 18 ago. 2010.

FRAIDENRAICH, N.; LYRA, F. J. Energia solar-fundamento e tecnologias de conversão heliotermoelétrica e fotovoltaica. Recife: Universitária da UFPE, 1995. 120p.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentals of heat and mass transfer**, 2nd ed. New York: John Wiley, 2003.

KALOGIROU, S.; LLOYD, S.; WARD, J. Modeling, Optimization and performance evaluation of a parabolic through solar collector steam generation system. **Solar Energy**, Nicosia: v. 60, n. 1, p. 49-59, oct. 1996.

GRIMM, M. A. Meteorologia básica. In. LIOU, K.N. **An introduction to atmospheric radiation**. New York: Academic Press, 1979 Disponível em: <http://fisica.ufpr.br/grimm/aposmeteo/index.html>. Acesso em: 15 nov. 2010.

LIENHARD IV, J.H.; LIENHARD V, J. **A heat transfer textbook**, 3rd ed. Cambridge: Phlogiston Press. Disponível em: <http://www.web.mit.edu/lienhard/www/ahtt.html>. Acesso em: 25 out. 2009.

MANCINI, T., G.J. KOLB, AND M. PRAIRIE, Solar Thermal Power, Advances in Solar Energy: An Annual Review, Rio de Janeiro of Research and Development, Vol. 11, edited by Karl W. Boer, American Solar Energy Society. **Anais ...** Rio de Janeiro: Boulder, 1997.

MARKUS, E.; TOBIAS, H. **Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation**. Solar Energy, 70569 Stuttgart, Germany, n. 81, pp 268–279. march 2006.

MIRUNALINI, T., S. INIYAN., RANKO, G. **A review of solar thermal technologies**. Journal of Renewable and Sustainable Energy Reviews, V.14, sp. iss., p.312–322, jul. 2010.

NEXTERA ENERGY RESOURCES, **Solar electric generation system**. Disponível em: <www.NextEraEnergyResources.com>. Acessado em: 01 abr 2010.

NORTON, B. Solar water heaters. In:____. **Solar energy thermal technology**. London: Springer - Verlag, 1991, p. 161-189.

ÖZTÜRK, H. H.; **Experimental determination of energy and exergy efficiency of the solar parabolic-cooker**. Solar Energy, 77, p. 67 – 71, 2004.

PEREIRA, E. M. D.; DUARTE, L. O. M.; PEREIRA, L. T.; FARIA, C. F. da C. Energia Solar Térmica. In:____. **Fontes Renováveis de Energia no Brasil**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2003. p. 239-280.

PROTOLAB. Tabela de condutividade térmica de materiais de construção. Sorocaba, Protolab – Laboratório de propriedades termofísicas e prototipação. Disponível em: <www.protolab.com.br/Tabela-Conductividade-Material-Construcao.htm>. Acessado em: 15 nov. 2010.

STEFFEN, A. C.; MORAES, E. C. Introdução à radiometria. In:____SIMPOSIO BRASILEIRO DE SENSORIAMENTO REMOTO, 7, 1993. Curitiba, **Anais ...** São José dos Campos: INPE, 1993. p. 7.

SUN LAB, Disponível em: www.eren.doe.gov/sunlab. Acessado em: 21 nov. 2010.

TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N. **Atlas Solarimétrico do Brasil**, Rio de Janeiro: CRESESB, 2008. p. 19.

SCOTT, V. W.; SONNTAG, R.E.; **Fundamentos da termodinâmica**, 5th ed., Nova York: Ed. Wiley, 1995.

BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3ªed. Brasília: Aneel, 2008. 236p.

CENTRO DE ENERGIAS RENOVÁVEIS. Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Disponível em: <http://www.feg.unesp.br/energiasrenovaveis>. Acessado em: 10 jan. 2010.

FEIRA INTERNACIONAL DE ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE, 8, 2008, Madrid. Solar thermal power generation. Madrid: ASC SCE, 2008.

HIRSCH, T.; ECK, M.; STEINMANN, W. D. **Simulation of transient twophase flow in parabolic trough collectors using Modelica**. Int. Modelica Conference, Hamburg, Germany, 2005, p. 403–412,.

ODEH, D. S.; MORRISON, L. G.; BEHNIA, M. Modelling of parabolic through direct steam generation solar collectors. **Solar Energy**, Sidney, Australia, v.62, n.9, p. 395-406, feb. 1998

MOSS, H., DUTRA R.; SILVA, P.C. **Coletânea de artigos Energia Solar e Eólica**, Rio de Janeiro: Cresesb, 2006. 311p.

PALZ, W. **Energia solar e fontes alternativas**. São Paulo: Hemus, 1995.