



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU**



**Estudo de um Coletor Solar, Tipo Tubo Evacuado
Modificado, Utilizando um Concentrador Cilíndrico
Parabólico (CPC)**

Elson Avallone

BAURU – SP
2017



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE BAURU**



**Estudo de um Coletor Solar, Tipo Tubo Evacuado
Modificado, Utilizando um Concentrador Cilíndrico
Parabólico (CPC)**

Elson Avallone

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Tese apresentada à
Faculdade de Engenharia da
UNESP - Câmpus de Bauru,
como parte dos requisitos
para a obtenção do título de
Doutor em Engenharia
Mecânica.

BAURU – SP
2017

Avallone, Elson.

Estudo de um coletor solar, tipo tubo evacuado modificado, utilizando um concentrador cilíndrico parabólico (CPC) / Elson Avallone, 2017
191 f. : il.

Orientador: Alcides Padilha

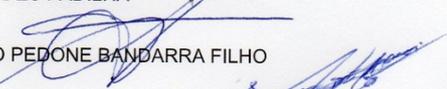
Tese (Doutorado)- Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2017

1. Energia solar. 2. Coletores solares. 3. Tubo evacuado. 4. Análise exergética. 5. Concentrador CPC. 6. Estratificação térmica. I. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA TESE DE DOUTORADO DE ELSON AVALLONE, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 30 dias do mês de outubro do ano de 2017, às 09:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. ALCIDES PADILHA - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. ENIO PEDONE BANDARRA FILHO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA, Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, Prof. Dr. DELSON LUIZ MODOLO do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da TESE DE DOUTORADO de ELSON AVALLONE, intitulada **ESTUDO DE UM COLETOR SOLAR, TIPO TUBO EVACUADO MODIFICADO, UTILIZANDO UM CONCENTRADOR CILÍNDRICO PARABÓLICO (CPC)**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.


Prof. Dr. ALCIDES PADILHA


Prof. Dr. ENIO PEDONE BANDARRA FILHO


Prof. Dr. ISMAEL DE MARCHI NETO


Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON


Prof. Dr. DELSON LUIZ MODOLO

AGRADECIMENTOS

Ao corpo docente e servidores da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" - UNESP/FEB pelo constante apoio.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo pelo suporte financeiro e em particular ao amigo Prof. Dr. Paulo César Mioralli pelo incentivo nos momentos difíceis durante a realização da tese.

À Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" - UNESP/FEB pelo suporte financeiro e incentivo.

Aos colegas que compõem do grupo de pesquisa na área de concentração "Equipamentos e Processos Térmicos".

Em especial, ao colega e amigo MS. Cristiano Pansanato pela indispensável ajuda na programação em Python e C++, para apresentação dos resultados deste trabalho.

Ao ex-aluno Diogo Garcia Cunha do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia - Câmpus Catanduva, pela ajuda na organização dos bancos de dados experimentais.

Ao Técnico da oficina mecânica e amigo, MS. Luiz Eduardo Rodrigues Pereira, pelas disponibilidades durante a construção e montagem da bancada experimental da tese.

AGRADECIMENTO ESPECIAL

Aos professores Titular Dr. Alcides Padilha e Livre Docente Dr. Vicente Luiz Scalon a quem não tenho palavras para agradecer tanta dedicação, profissionalismo, conhecimento científico, esforço e suporte. Até mesmo nos momentos de grande dificuldade, eles estavam presentes e fora de seus horários de trabalho.

Aos meus pais, Emílio Avallone (*in memoriam*) e Eunice de Souza Avallone que me ensinaram os valores da vida e me puseram no caminho do Senhor nosso Deus.

Ao meu Deus, que me deu condições intelectuais e físicas para concluir este trabalho e conquistar esse título. A Ele rendo louvores.

Dedicatória

À minha esposa Suréia, companheira, dedicada e amorosa, que não mediu esforços para me ajudar, até mesmo nos equipamentos tão complexos construídos e utilizados para esta tese. Sem ela eu não teria conseguido esse título tão almejado.

"Encare sem medo a face dos seus inimigos. Seja bravo e honrado para que Deus possa amá-lo. Fale a verdade mesmo que isso o leve à morte. Proteja sempre os inocentes. Esse é o seu juramento, jamais o esqueça". (juramento de Cavaleiro Cruzado) - **Godfrey de Ibelin (*1141(42) - 1193†)**

"Tudo que uma pessoa pode imaginar, outros podem tornar realidade" - **Jules Verne (*1828 - 1905†)**

RESUMO

As alterações climáticas tem fomentado a busca por fontes renováveis de energia. Assim, novos coletores solares têm sido o foco de pesquisadores em todo o mundo para novos concentradores, novas configurações de instalação e o estudo da estratificação térmica para melhorar o desempenho do sistema de armazenamento térmico. O sistema proposto, ou seja, utilizando concentrador solar com tubo evacuado, proporciona linearidade e constância na sua eficiência em relação aos coletores de placas planas. A alteração proposta, ou seja, tubo com duas aberturas, uma para entrada do líquido frio e outra para saída do líquido aquecido, elimina a interface física entre a água quente na região voltada para o fluxo de calor solar e a água fria na região inferior do tubo. Essa alteração provoca redução na eficiência térmica, porém aumenta o volume de água aquecida por dia. O concentrador CPC mostrou-se um importante equipamento do sistema, uma vez que a os raios solares incidem em uma região longitudinal definida no tubo coletor solar, direcionado pela geometria do CPC. Com a utilização desse equipamento elimina-se a necessidade de espelhos com seguidores solares, tornando o sistema vulnerável a oscilações elétricas, encarecendo o projeto e consumindo energia elétrica. O desempenho do coletor é avaliado a partir de testes experimentais utilizando a Primeira Lei da Termodinâmica como análise da eficiência. Esses resultados são comparados aos conceitos teóricos descritos na literatura científica. O espaço anular evacuado do tubo também se mostrou um importante aliado na linearidade do coletor, reduzindo a resistência térmica do ar. A estratificação térmica é avaliada tanto pelo número de MIX (Primeira Lei da Termodinâmica) como pela proposta de um novo coeficiente de estratificação utilizando a exergia (Segunda Lei da Termodinâmica). Das seis configurações propostas para o sistema estudado, a mais viável foi obtida na configuração 3, ou seja, tubo evacuado com CPC.

Palavras Chave: Energia solar, Coletores solares, Tubo evacuado, Análise exérgica, Eficiência térmica, Concentrador CPC, Estratificação térmica, Sistema Arduino.

ABSTRACT

Climate change has encouraged the search for renewable energy sources. Thus, new solar collectors have been the focus of researchers around the world with new hubs, new installation settings and the study of thermal stratification to improve the performance of the thermal storage system. The proposed system, ie using evacuated tube solar concentrator provides linearity and stability of efficiency compared to flat plate collectors. The proposed change, i.e. a tube with two openings, one for cold liquid inlet and the other for hot liquid outlet, eliminates the physical interface between the hot water in the region facing the solar heat flow and the cold water in the lower region of the tube. This change causes a reduction in thermal efficiency, however increases the volume of water heated per day. Two radiometers were also developed, one thermal and the other optical, and the thermal radiometer was chosen because it had a similar behavior to the solar collectors, thus reducing the cost of the experimental bench. The CPC concentrator proved to be important equipment, once the concentration of sunlight focus on a longitudinal region defined in the solar collector tube, directed by the CPC geometry. Using this equipment eliminates the need for mirrors with solar trackers, making the system vulnerable to electrical oscillations, making the project more expensive and consuming electricity. The collector performance is evaluated from experimental tests using the First Law of Thermodynamics as an efficiency analysis. These results are compared to the theoretical concepts described in the scientific literature. The annular evacuated space in the tube also proved to be an important ally in the linearity of the collector, reducing the thermal resistance of the air. Thermal stratification is evaluated both by the MIX number (First Law of Thermodynamics) and by the proposal of a new stratification coefficient using exergy (Second Law of Thermodynamics). Of the six configurations proposed the most efficient was obtained in the complete configuration, i.e. evacuated tube with CPC.

Keywords: Solar Energy, Evacuated Tube, Thermal Performance, CPC concentrator, Thermal stratification, Exergetic analisis, Arduino System.

Sumário

NOMENCLATURA	2
LISTA DE FIGURAS	5
LISTA DE TABELAS	11
Capítulo 1 - Introdução.....	12
Capítulo 2 - Objetivos.....	17
Capítulo 3 - Revisão Bibliográfica	19
3.1. Histórico	19
3.2. Coletores Solares por Tubos Evacuados.....	22
3.3. Simulação numérica	27
3.4. Armazenamento de água quente via estratificação térmica	29
3.5. Geometria do concentrador.....	31
3.6. Eficiência térmica	34
3.7. Equipamentos Eletrônicos.....	36
Capítulo 4 - Materiais e métodos.....	42
4.1. Sistema de controle eletrônico e aquisição de dados.....	46
4.2. Sensor de irradiação solar	53
4.2.1. Sensor óptico.....	53
4.2.2. Sensor térmico (radiômetro).....	56
4.2.3. Construção do radiômetro	57
4.2.4. Calibração do radiômetro	63
4.3. Sonda térmica	68
4.4. Sensor de vazão.....	75
4.5. Anemômetro	76
4.6. Concentrador CPC	77
Capítulo 5 - Métodos: Análise térmica.....	80
5.1. Energia térmica útil absorvida pelo coletor	80
5.2. Energia térmica incidente no coletor	80
5.3. Energia térmica acumulada pelo coletor	80
5.4. Eficiência térmica do coletor solar	81
5.5. Características de coletor solar	81
5.6. Eficiência de estratificação térmica e perfis de temperaturas no reservatório.....	82
5.7. Estratificação térmica do reservatório.....	84

5.8. Capacidade de geração de trabalho em um reservatório térmico e proposta de eficiência para estratificação exergética.....	86
Capítulo 6 - Resultados e Discussões.....	89
6.1. Testes preliminares	89
6.2. Configuração 1: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento e sem CPC - 07/02/2017.....	90
6.3. Configuração 2: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento de vidro e com concentrador CPC - 09/02/2017.....	99
6.4. Configuração 3: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de tubo de vidro evacuado e concentrador CPC - 21/02/2017.....	107
6.5. Configuração 4: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e com CPC - 08/03/2017.....	115
6.6. Configuração 5: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, evacuado e sem CPC - 21/03/2017.....	123
6.7. Configuração 6: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e sem CPC - 29/03/2017.....	131
6.8. Resumo das configurações para as características do coletor.....	139
Capítulo 7 - Conclusões	143
7.1. Conclusões específicas	143
7.2. Conclusão geral	146
Capítulo 8 - Trabalhos Futuros.....	147
Capítulo 9 - Bibliografia	148
APÊNDICE A: PROGRAMAÇÃO COMPLETA	157
APÊNDICE B: CONFIGURAÇÃO DO RELÓGIO.....	164
APÊNDICE C: CONFIGURAÇÃO DO CONVERSOR ASD1115.....	165
APÊNDICE D: IDENTIFICADOR DO ENDEREÇO DS18B20.....	166
APÊNDICE E: PROGRAMA DE GERAÇÃO DA CURVA CPC.....	168
APÊNDICE F: EFICIÊNCIA DO COLETOR - MÉTODO TEÓRICO	169
APÊNDICE G: ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	180

NOMENCLATURA

Símbolo	Descrição	Unidade
\dot{Q}_p	Energia térmica perdida	[W]
\dot{Q}_i	Energia térmica incidente no coletor	[W]

\dot{Q}_u	Energia térmica absorvida pelo coletor	[W]
$h_{conv,ext}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção externa	[W/m ² · K]
$h_{conv,int}$	Coefficiente de transferência de calor por convecção interna	[W/m ² · K]
$h_{rad,anu}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação na região anular	[W/m ² · K]
$h_{rad,ext}$	Coefficiente de transferência de calor por radiação externo	[W/m ² · K]
A_a	Área de abertura	[m ²]
A_c	Área do coletor	[m ²]
A_e	Área externa	[m ²]
A_i	Área interna do tubo receptor	[m ²]
A_r	Área do receptor	[m ²]
A_{res}	Área transversal do reservatório	[m ²]
A_v	Área do vidro	[m ²]
D_i	Diâmetro interno do receptor	[m]
D_r	Diâmetro do tubo receptor	[m]
D_v	Diâmetro do tubo de vidro	[m]
E_{acu}	Energia térmica acumulada pelo coletor	[J]
G_t	Radiação total incidente no coletor solar	[W/m ²]
L_c	Comprimento característico	[m]
R_G	Resistência global equivalente	[m ² · K/W]
R_{perdas}	Resistência equivalente de perdas	[m ² · K/W]
R_{anu}	Resistência anular equivalente	[m ² · K/W]
$R_{cond,int}$	Resistência térmica na parede do coletor	[m ² · K/W]
$R_{conv,anu}$	Resistência térmica de convecção na região anular	[m ² · K/W]
$R_{conv,ext}$	Resistência de convecção externa	[m ² · K/W]
$R_{conv,int}$	Resistência térmica de convecção interna	[m ² · K/W]
R_{ext}	Resistência equivalente na região externa	[m ² · K/W]
R_{int}	Resistência térmica interna equivalente	[m ² · K/W]
$R_{rad,anu}$	Resistência de radiação na região anular	[m ² · K/W]
$R_{rad,ext}$	Resistência de radiação externa	[m ² · K/W]
T_0	Temperatura de estado morto (exergia)	[K]
U_G	Coefficiente global de perda de calor	[W/m ² · K]
U_P	Coefficiente de perda de calor	[W/m ² · K]
V_a	Tensão de alimentação	[mV]
V_{ar}	Velocidade do ar	[m/s]
V_{est}	Volume da região estratificada	[m ³]
V_z	Volume do elemento "z"	[m ³]
Z_{est}	Posição vertical do volume estratificado	[m]
Z_{frio}	Posição vertical do volume da região fria	[m]
Z_z	Altura do volume do elemento	[m]
c_p	Calor específico da água à pressão constante	[J/kg · K]

k_{ef}	Correlação da condutividade térmica efetiva	$[W/m \cdot K]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
Δz	Espaçamento entre sensores da sonda térmica	$[m]$
AV	Vazão volumétrica	$[Litros/min]$
H	Altura de todos os elementos da sonda térmica	$[m]$
L	Comprimento do coletor solar	$[m]$
M	Momento de energia (reservatório)	$[J \cdot m]$
S	Radiação efetivamente absorvida pelo coletor	$[W/m^2]$
T	Temperatura	$[K]$
V	Volume total do reservatório	$[m^3]$
W	Abertura do concentrador CPC	$[m]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
k	Condutividade térmica	$[W/m \cdot K]$
t	Tempo dimensional	$[s]$

Adimensionais

G_D/G_t	Relação entre radiação total e difusa	
F'	Fator de eficiência do coletor	
F_R	Fator de remoção de calor	
K_d	Fator de arrasto aerodinâmico	
MIX'	Eficiência da estratificação (reservatório)	
c_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico	
n_{med}	Número médio de reflexões do concentrador CPC	
∞	Ambiente	
C	Relação de concentração do concentrador CPC	
CE	Coefficiente de estratificação térmica no reservatório	
K	Coefficiente aerodinâmico	
MIX	Número de MIX (reservatório)	
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	
Ra	Número de Rayleigh	
Re	Número de Reynolds	

Sub-escritos

∞	Ambiente	
hom	Homogeneizado	
hom	Homogênea do reservatório	
hom, to	Homogênea do reservatório no instante inicial	
a	Ambiente	
e	Superfície externa	
est	Estratificado	

<i>exp</i>	Experimental	
<i>f</i>	Entrada de água fria no coletor solar	
<i>i</i>	Água na região interna do receptor	
<i>max</i>	Máxima do reservatório	
<i>min</i>	Mínima do reservatório	
<i>q</i>	Saída de água quente no coletor solar	
<i>r</i>	Tubo receptor	
<i>v</i>	Tubo de vidro	
<i>z</i>	Altura "z" (reservatório)	
<i>z, t₀</i>	Sensor "z" no instante inicial	

Letras gregas		
α_r	Absortividade do coletor	[<i>adimensional</i>]
ρ_r	Refletividade do espelho	[<i>adimensional</i>]
τ_{CPC}	Transmissividade do CPC	[<i>adimensional</i>]
Ξ	Exergia no reservatório	[<i>J</i>]
Ψ	Funções auxiliares para análise de incertezas	[<i>K</i>]
α	Difusividade térmica	[<i>m²/s</i>]
β	Coeficiente de expansão volumétrica térmica	[<i>K⁻¹</i>]
γ	Fator de correção da radiação difusa	[<i>adimensional</i>]
δ	Variação da incerteza	[<i>adimensional</i>]
ε	Emissividade	[<i>adimensional</i>]
η	Eficiência de Primeira Lei para o sistema	[<i>%</i>]
μ	Viscosidade dinâmica	[<i>kg/s · m</i>]
ν	Viscosidade cinemática	[<i>m²/s</i>]
ξ	Eficiência de sistema	[<i>%</i>]
ρ	Densidade	[<i>kg/m³</i>]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[<i>W/m² · K⁴</i>]
φ	Eficiência de Segunda Lei para sistema	[<i>adimensional</i>]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Tubo evacuado descrito por Speyer em 1965.....	14
Figura 2: Refletores difusos (1975): a) Refletor difuso plano; b) Refletor parabólico concentrador CPC (1976) - (BUDIHardjo, 2005).	15
Figura 3: Simulação realizada por Sato (2012).	15
Figura 4: Modelo modificado sugerido por Sato (2012).....	16
Figura 5: Diagrama de Heron para análise da reflexão em espelhos planos.	19
Figura 6: Raios de calor de Arquimedes.	20
Figura 7: Caixa térmica de Saussure.	20
Figura 8: Dispositivo de Langley.	21

Figura 9: Tubo em “U” com aleta de cobre instalado no interior do tubo evacuado.....	23
Figura 10: Tipos de superfícies absorvedores (THEUNISSEN e BECKMAN, 1985).....	25
Figura 11: Eficiência de diversos tipos de coletores solares (KALOGIROU, 2009).....	26
Figura 12: Estratificação térmica estudada por Hollands e Lighthstone (1989). .	30
Figura 13: Testes experimentais desenvolvidos por Seara et al. (2007).....	31
Figura 14: Curva evoluta (YATES, 1947).....	32
Figura 15: Curva evoluta geradora do espelho CPC.....	33
Figura 16: a) instalação de tubo central; b) Equipamento utilizando lâmpadas alógenas.....	36
Figura 17: Reservatório térmico vertical.....	37
Figura 18: Esquema de conexões dos sensores DS18B20 à placa Arduino MEGA.....	40
Figura 19: Concentrador parabólico composto (CPC) e coletor solar modificado.	42
Figura 20: Vista geral esquemática do experimento proposto.	42
Figura 21: Vista parcial em corte do tubo coletor e do concentrador parabólico composto (CPC).....	42
Figura 22: Apoio em madeira para o concentrador CPC.....	42
Figura 23: a) Imagem mostrando os raios solares incidentes no refletor parabólico e no concentrador do tubo central e b) Foto dos raios refletidos.	43
Figura 24: Esquema de ligação do sistema.....	45
Figura 25: Placa Arduino MEGA.	47
Figura 26: a) Placa Arduino UNO; b) Placa Ethernet conectada ao Arduino UNO.	47
Figura 27: Conexão elétrica – placas Arduino e RTC.	48
Figura 28: Módulo de cartão SD.....	48
Figura 29: Segundo protótipo com todos os sensores.	49
Figura 30: Placa modular montada.	50
Figura 31: Terminais para conexão dos sensores.....	50
Figura 32: Esquema eletrônico desenvolvido para o sistema completo.....	51
Figura 33: Programa de monitoramento dos sensores.	52
Figura 34: Setup do relógio externo.	53
Figura 35: Circuito amplificador de sinal.	54

Figura 36: Fonte simétrica.....	55
Figura 37: Registro das temperaturas na superfície do vidro.....	56
Figura 38: Esquema do balanço de energia do sensor.....	57
Figura 39: Sensor térmico – protótipo em madeira.....	57
Figura 40: Curva de intensidade solar – protótipo em madeira.....	58
Figura 41: Curva do sensor do IPMet.....	58
Figura 42: Sensor térmico – protótipo em Nylon.....	59
Figura 43: Curva de intensidade solar – protótipo de Nylon.....	60
Figura 44: Curva do sensor do IPMet.....	60
Figura 45: Ventilação do conversor analógico-digital.....	61
Figura 46: Equipamento construído.....	61
Figura 47: Perspectiva explodida – sensor térmico.....	62
Figura 48: Conexão entre os termopares - termo pilha.....	62
Figura 49: Conversor ADS1115 x Arduino.....	63
Figura 50: Sensor térmico em calibração.....	63
Figura 51: Equipamento aberto.....	64
Figura 52: Conjunto de pontos - calibração.....	64
Figura 53: Curvas de irradiação referente ao dia 11/01/2016 das 06:00 às 18:00h.....	65
Figura 54: Ângulo de Zenith.....	67
Figura 55: Análise numérica do tempo de resposta do instrumento.....	68
Figura 56: a) Sonda térmica – v.1; b) Montagem da sonda térmica.....	69
Figura 57: Local de instalação da sonda térmica.....	69
Figura 58: Sonda térmica – v. 2.....	70
Figura 59: Sensores encapsulados.....	70
Figura 60: Poço termométrico: vista geral e em corte.....	71
Figura 61: Montagem do poço termométrico.....	71
Figura 62: Posição de instalação dos poços termométricos (sonda - v. 3).....	72
Figura 63: Sensores Dallas DS18B20.....	73
Figura 64: Conexão para a sonda térmica (LUIJTEN, 2014).....	74
Figura 65: Sensores instalados no casco do reservatório térmico.....	74
Figura 66: Sensor de vazão.....	75
Figura 67: Equipamento para calibração – sensor de vazão.....	75
Figura 68: Curva de calibração – sensor de vazão.....	76

Figura 69: Curva do concentrador CPC gerada pelo software Octave.....	78
Figura 70: Experimento com CPC utilizando laser.....	78
Figuras 71: Perfis de temperaturas no reservatório.	83
Figura 72: Volumes e alturas das regiões estratificada e fria.....	84
Figura 73: Exemplo de um volume elementar.....	86
Figura 74: Distribuição transiente da temperatura da água em relação à altura do reservatório, devido a troca de calor com o meio externo: a) aquecimento e b) resfriamento.	90
Figura 75: Tubo sem o encapsulamento e o concentrador CPC, equipado com dois radiômetros.....	91
Figura 76: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	92
Figura 77: Energias: a) transientes e b) acumuladas, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	93
Figura 78: Eficiências transientes, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	94
Figura 79: Características do coletor, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	95
Figura 80: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	96
Figura 81: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação <i>MIX'</i> , para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.	97
Figura 82: a) Exergia e b) coeficiente de estratificação <i>CE</i> , para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	98
Figura 83: Comportamento do <i>MIX'</i> e <i>CE</i> , para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.....	99
Figura 84: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para tubo sem encapsulamento e com CPC.....	100
Figuras 85: Energias: a) transientes e b) acumuladas, ambas calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para tubo sem encapsulamento e com CPC.	101
Figura 86: Eficiências transientes, para tubo sem encapsulamento e com CPC.	102
Figura 87: Características do coletor, para tubo sem encapsulamento e com CPC.....	103
Figura 88: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para tubo sem encapsulamento e com CPC.....	104
Figura 89: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação <i>MIX'</i> , para tubo sem encapsulamento e com CPC.	105

Figura 90: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação CE , para tubo sem encapsulamento e com CPC.....	106
Figura 91: Comportamento entre MIX' e CE , para tubo sem encapsulamento e com CPC.....	107
Figura 92: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.	108
Figura 93: a) Energias transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.....	109
Figura 94: Eficiências transientes, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.....	110
Figura 95: Características do coletor, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.....	111
Figura 96: Comportamento experimental das isóclinas no interior do reservatório térmico, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.	112
Figura 97: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação MIX' , para tubo encapsulado evacuado e com CPC.	113
Figura 98: a) Exergia e b) coeficiente de estratificação CE , para tubo encapsulado evacuado e com CPC.	114
Figura 99: Comparação entre MIX' e CE , para tubo encapsulado evacuado e com CPC.....	115
Figura 100: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.	116
Figura 101: a) Energias transientes e b) acumuladas no coletor, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.	117
Figura 102: Eficiências transientes, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	118
Figura 103: Características do coletor, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	119
Figura 104: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	120
Figura 105: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação MIX' , para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	121
Figura 106: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação CE , para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	122
Figura 107: Comparação entre MIX' e CE , para o tubo encapsulado com ar e com CPC.....	123
Figura 108: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.....	124

Figura 109: Energias: a) transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.....	125
Figura 110: Eficiências transientes, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.....	126
Figura 111: Características do coletor, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.....	127
Figura 112: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.	128
Figura 113: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação <i>MIX'</i> , para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.	129
Figura 114: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação <i>CE</i> , para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.	130
Figura 115: Comparação entre <i>MIX'</i> e <i>CE</i> , para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.....	131
Figura 116: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.	132
Figura 117: Energias: a) transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.	133
Figura 118: Eficiências transientes, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.....	134
Figura 119: Características do coletor, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.....	135
Figura 120: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.....	136
Figura 121: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação <i>MIX'</i> , para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.....	137
Figura 122: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação <i>CE</i> , para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.....	138
Figura 123: Comparação entre <i>MIX'</i> e <i>CE</i> , para o tubo encapsulado sem vácuo e sem CPC.....	139
Figura 124: Características de todas as configurações: a) Experimental e b) Teórico.	140
Figura 125: Resultados das configurações: a) <i>CE</i> e b) <i>MIX'</i>	142
Figura 126: Comparação do coletor proposto com a definição de Kalogirou (2009).....	143
Figura 127: Circuito térmico.	170
Figura 128: Circuito térmico para processo iterativo.	179
Figura 129: Circuito térmico para o cálculo de <i>T_v</i>	179

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões do equipamento.....	43
Tabela 2 - Condições básicas para solução transiente.....	67
Tabela 3 - Características do espelho concentrador	77
Tabela 4 - Resumo das características experimentais das configurações.....	141
Tabela 5 - Constantes para a Equação (40)	171

Capítulo 1 - Introdução

O ano de 2012 foi eleito pela UNESCO como Ano Internacional da Energia Sustentável para Todos (UNESCO; DINIZ ALVES, 2012), visando impulsionar e conscientizar as questões energéticas, incluindo os serviços modernos de energia para todos, gerando disponibilidade e eficiência energéticas e metas para todos os países de um desenvolvimento sustentável. Nessa convenção, o secretário geral das Nações Unidas criou o Grupo Consultivo para Energia e Mudanças Climáticas para aconselhá-lo sobre as dimensões relacionadas com o tema e a integração das energias renováveis ao cotidiano de todos os povos.

O próprio Papa Francisco relata em sua encíclica (FRANCISCO, 2015), tanto sua preocupação quanto a de seus antecessores com as questões do meio ambiente, desenvolvimento sustentável, degradação ambiental, uso exagerado de recursos não renováveis e o clima como um bem comum. No §172, relata sobre o *"aproveitamento direto da energia solar...desenvolvimento de tecnologias para estabelecer mecanismos e subsídios, assistência técnica e recursos financeiros..."*.

A conferência internacional Rio+20 elaborou uma carta (UNITED NATIONS, 2012) onde um de seus tópicos referenda Propostas para os Governos, em seu item "V", menciona a construção de cidades sustentáveis, incluindo o uso racional da energia controlado pelo governo.

A preocupação com os efeitos das mudanças climáticas levou a ONU a criar o Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (IPCC) - com o apoio do Programa das Nações Unidas (UNEP) e Organização Meteorológica Mundial (OMM) – para buscar e avaliar as pesquisas relacionadas a mudanças no clima. Desde 1990, a organização concluiu o primeiro relatório, que abordou o fato de que as atividades humanas estão contribuindo para o aquecimento global através da emissão de gases de efeito estufa (especialmente o dióxido de carbono devido a queima de combustíveis fósseis). Outros relatórios seguiram o

anterior e procuraram tratar a influência que as mudanças no clima global teriam sobre nossas vidas. Também procuraram abordar temas relacionados a matrizes energéticas alternativas, analisando as principais fontes de energia, seus custos, benefícios e possíveis ações que permitam a sua aplicação de forma competitiva. Neste campo, a Energia Solar e suas várias aplicações estão incluídos (ALLEN et al. 2014).

Quanto à energia solar, seu principal uso é de aquecimento de água para uso doméstico, através de equipamentos denominados coletores solares, tanto os de placas planas como os de tubos evacuados. Tem baixo impacto ambiental em comparação aos combustíveis fósseis, e influenciam as áreas econômicas e sociais, pois seu uso permitiria uma redução considerável no consumo de energia em grande escala podendo reduzir a carga sobre matrizes energéticas convencionais pesquisadas por Metz et al. (2007).

No caso dos coletores solares por tubos evacuados, os mesmos apresentam melhor eficiência térmica e atingem maior temperatura em relação aos coletores solares planos. Os tubos evacuados são dispositivos com dois tubos concêntricos, fechados e selados em uma extremidade. Na outra extremidade, os dois tubos concêntricos têm suas bordas seladas com o próprio vidro de sua construção e o tubo interno aberto para que o fluido possa circular livremente em seu interior. Entre o tubo interno e o externo é produzido vácuo, o qual é o responsável pelo isolamento térmico do sistema.

O desenvolvimento dos aquecedores solares, por tubos evacuados como coletores solares como proposto inicialmente por Speyer em 1965, Figura 1, que propôs um teste de eficiência para o referido protótipo de coletor solar evacuado e esboçou uma análise de custos do processo de sua fabricação. O desenho proposto por ele consistia de um tubo de parede simples fixado a um tubo interno de aço, com as extremidades fechadas, sendo produzido vácuo entre a parede interna do tubo de vidro e parede externa do tubo de aço. A superfície externa do tubo de aço, que está em contato com o vácuo, foi enegrecida. Uma das extremidades do equipamento foi fechada e a outra

aberta para a entrada e saída de água, com circulação da água internamente ao tubo metálico.

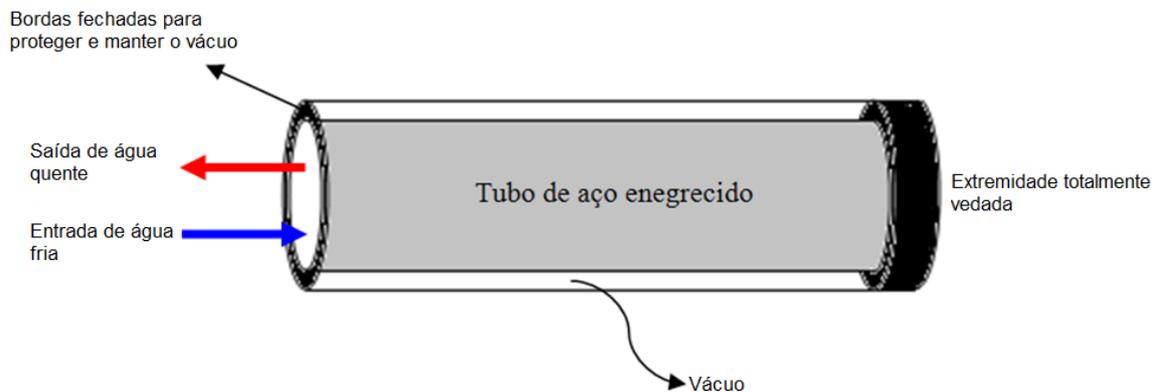


Figura 1: Tubo evacuado descrito por Speyer em 1965.

O vácuo proporciona uma isolação térmica de boa eficiência, uma vez que, a superfície do vidro é transparente para os raios solares incidentes. Ao atingirem à superfície externa do tubo metálico, uma parte é absorvida pelo material enegrecido e transferido ao líquido interno na forma de calor sensível e a outra é refletida com comprimento de onda diferente da incidente. Atingindo a superfície interna do tubo de vidro, este passa a não ser mais transparente, para o comprimento de onda refletido pela superfície enegrecida, sendo novamente refletido para o tubo de aço e o processo se repete até a absorção total da energia solar incidente, cujo efeito é conhecido como “Efeito Serra”.

Winston (1975) propôs um conjunto simples de espelhos refletores, para projeção dos raios solares na região inferior do tubo evacuado, chamado de refletor difuso plano, Figura 2a. No ano seguinte Rabl (1976) construiu um sistema de espelhos parabólicos que concentravam os raios solares na superfície inferior do tubo evacuado, chamado Concentrador Parabólico Composto (CPC), Figura 2b.

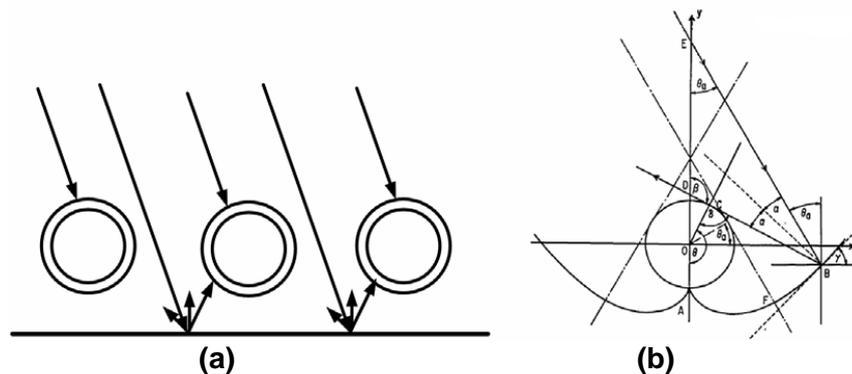


Figura 2: Refletores difusos (1975): a) Refletor difuso plano; b) Refletor parabólico concentrador CPC (1976) - (BUDIHardJO, 2005).

Na busca de maior eficiência é proposto, neste estudo, um novo sistema de absorção de energia solar, composto por um concentrador e coletor solar por tubo modificado.

A ideia do desenvolvimento desta pesquisa surgiu da simulação de um aquecedor proposto por Sato (2012), Figura 3, o qual também foi experimentado e simulado por Avallone (2013).

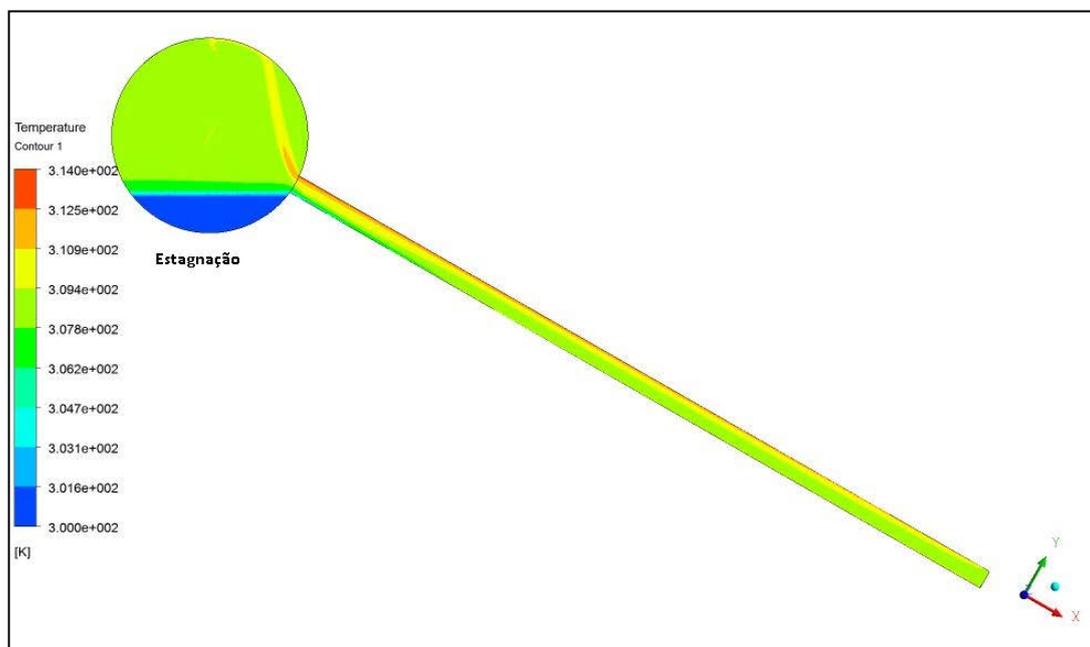


Figura 3: Simulação realizada por Sato (2012).

A proposta é eliminar o volume de líquido estagnado pela recirculação através da região inferior do coletor solar, surgindo assim a ideia dessa tese de doutorado, conforme Figura 4.

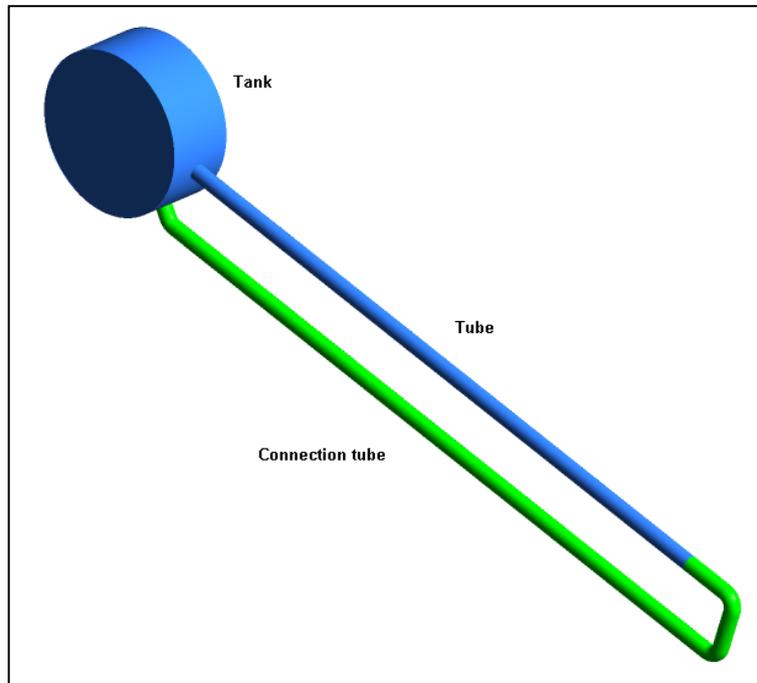


Figura 4: Modelo modificado sugerido por Sato (2012).

Capítulo 2 - Objetivos

Para o desenvolvimento desse trabalho proposto foi projetada, construída e instrumentada uma bancada experimental, na qual é utilizado um Concentrador Cilíndrico Parabólico (CPC) Figura 2(b). Utilizando este conceito, construiu-se um coletor solar modificado.

Os objetivos principais desse trabalho foram de se obter os estudos da eficiência térmica pela Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, análise exergética, produção de água quente e o comportamento do campo de temperaturas no reservatório de armazenamento de calor, para um sistema de coletor solar tipo tubo evacuado modificado, utilizando um concentrador cilíndrico parabólico (CPC), para seis configurações, quais sejam:

- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento e sem CPC;
- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento de vidro e com concentrador CPC;
- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de tubo de vidro evacuado e concentrador CPC;
- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e com CPC;
- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, evacuado e sem CPC;
- Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e sem CPC.

Os resultados experimentais obtidos para a eficiência térmica do coletor pela Primeira Lei da Termodinâmica foram comparados com as equações apresentadas por Kalogirou (2009).

No Capítulo 3, apresenta-se uma revisão bibliográfica, métodos, cálculos e dados disponíveis na literatura dos trabalhos relacionados ao aqui proposto, para análise e comparação dos dados experimentais obtidos.

Capítulo 3 - Revisão Bibliográfica

3.1. Histórico

Aplicações utilizando a energia solar remontam a tempos antigos. Heron de Alexandria (10 DC – 70 DC) construiu um dispositivo solar para bombeamento de água empregando como fonte térmica o calor do sol, utilizando espelhos planos e curvos, descrito em seu livro *Katoptrika* (MARTINS e DA SILVA, 2013), Figura 5. Também é de Heron a primeira ideia de utilizar calor para pressurizar vapor, podendo assim realizar trabalho.

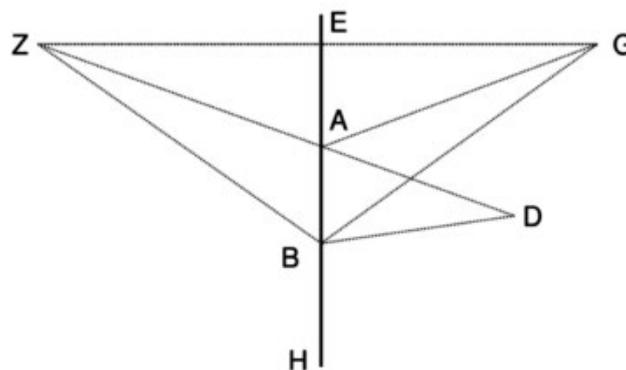


Figura 5: Diagrama de Heron para análise da reflexão em espelhos planos.

onde, \overline{EH} é o espelho, G é o observador e D é o objeto observado. Quando os ângulos de incidência e reflexão são iguais, o caminho \overline{GAD} é o mais curto.

Feynman et al. (2005) enfatizou em seu livro, o uso dos princípios variacionais na mecânica, óptica e mecânica quântica, tratando do princípio de Fermat, incluindo neste o princípio de Heron como caso particular para meios homogêneos.

Luciano de Samósata, escritor do século II, escreveu que durante o cerco de Siracusa (214-212 AC), o grande cientista Arquimedes destruiu vários navios inimigos com uma série de espelhos (HEALTH, 2002). O dispositivo é chamado de “Raios de Calor de Arquimedes” ou “Raio Solar de Arquimedes”, Figura 6, e concentrava a luz solar nos navios, levando-os à temperatura de autoignição.

Como os barcos eram de madeira revestida de betume, a autoignição ocorria com facilidade.

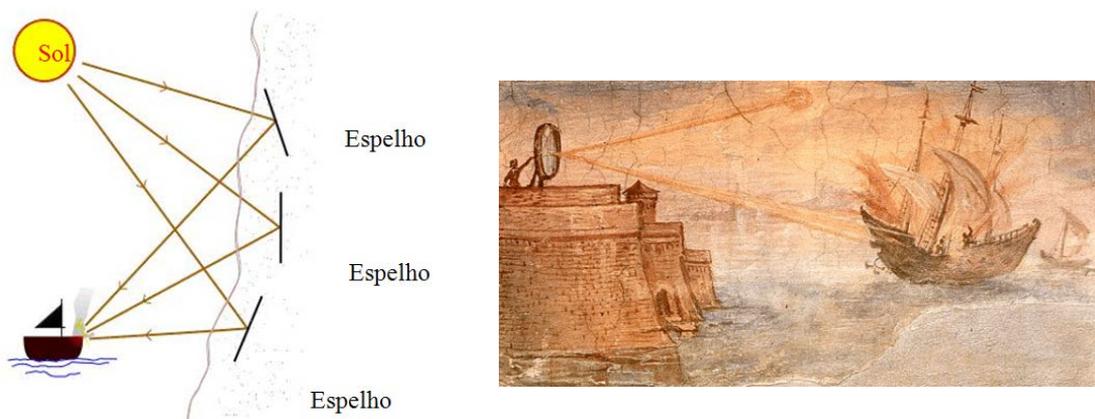


Figura 6: Raios de calor de Arquimedes.
Fonte: (WIKIPEDIA, 2015)

Somente no século XVIII, no ano de 1767, o naturalista suíço Horace de Saussure (BUTTI e PERLIN, 2015), iniciou uma série de experimentos com uma caixa de madeira com cobertura de vidro e isolamento térmico, pretendendo assim manter o calor em seu interior, como ilustrado na Figura 7.

Já era sabido que um quarto se mantinha mais quente em relação ao exterior, quando os raios solares atravessavam as janelas de vidro, mas até então nenhuma pesquisa havia sido realizada sobre o fenômeno.

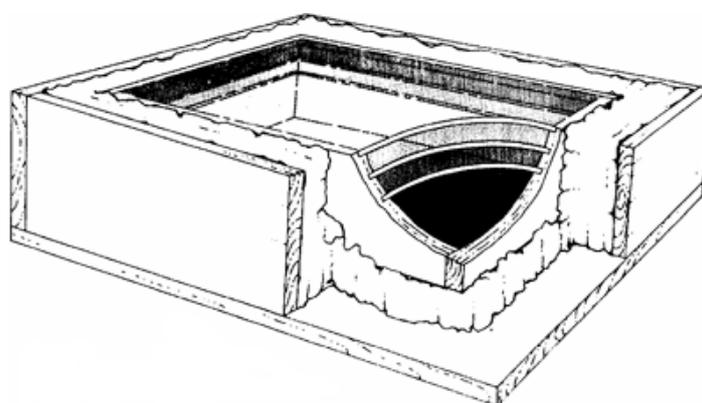


Figura 7: Caixa térmica de Saussure.
Fonte: (CLEVELAND, 2008)

No mesmo ano, Saussure iniciou uma série de experimentos para determinar quão efetivamente o sistema poderia captar a energia do sol. Como

não conseguiu chegar a nenhuma conclusão, escreveu: ***“Algum dia, alguma utilidade será dada a esse equipamento pequeno, barato e fácil de fabricar”***.

Em 1830 o notável astrônomo inglês Sir John Herschel, em uma expedição ao Cabo da Boa Esperança na África do Sul, construiu um reservatório de madeira e em seu interior, outro reservatório metálico, também coberto de vidro. Com esse equipamento, Herschel conseguiu temperaturas acima de 240°F (115,5°C).

Esse experimento intrigou o astrofísico norte americano, Samuel Pierpont Langley que já era fascinado pelo poder solar desde a infância. Em 1882, Langley criou um dispositivo capaz de medir os efeitos observados por Herschel. O seu dispositivo também consistia da mesma caixa de madeira, termicamente isolada e com uma placa de vidro transparente em sua tampa. No interior instalou outra caixa de cobre com um termômetro em seu interior, também com cobertura de placa de vidro transparente para registrar as variações de temperaturas, conforme Figura 8.

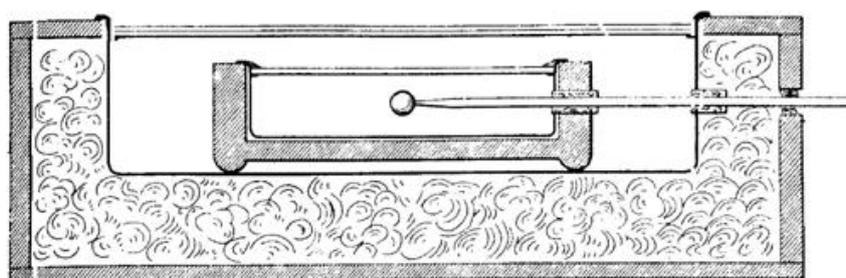


Figura 8: Dispositivo de Langley.
Fonte: (SOLAR, 2009)

Langley então subiu o Monte Whitney. A medida que subia, as temperaturas do solo e ar externo decresciam, chegando ao ponto de congelamento da água. No entanto, no interior do dispositivo, a temperatura atingiu o ponto de ebulição da água.

Com a observação do referido fenômeno, é possível que tenha sido dado os primeiros passos para a descoberta do coletor solar plano para aquecimento de água.

O aquecedor solar é um sistema capaz de converter energia solar em energia térmica, pelo aquecimento de um fluxo de água, o qual é armazenado em um reservatório, ou seja, com o calor sensível ou através de um material de mudança de fase, como calor latente.

O estudo da captação, transformação e armazenamento, da energia solar em energia útil, têm se tornado atualmente um relevante tópico de pesquisa e desenvolvimento para vários pesquisadores.

Os aquecedores de água, por energia solar no Brasil, foram impulsionados a partir da década de 70 pela crise do petróleo, mas expandiu significativamente durante a década 90 com as novas crises energéticas, segundo Mauthner et al. (2016).

A grande dificuldade na utilização dos sistemas solares planos sempre foi a baixa eficiência de captação e assim, novos tópicos de pesquisas sobre coletores solares têm surgido, como é o caso dos coletores solares concentradores.

3.2. Coletores Solares por Tubos Evacuados

Os coletores solares concentradores foram apresentados pela primeira vez no ***Simpósio sobre Fornos Solares de 1957***. Nesse simpósio, foram feitas comparações com os coletores de placa plana chegando à conclusão que os coletores convencionais são menos eficientes que os concentradores. Desse trabalho foram escritos livros Lazlo (1965) e Duffie e Bekman (1980).

No livro de Duffie e Beckman (1980), foram apresentados alguns tubos cilíndricos absorvedores e constatado baixa perda da eficiência pela utilização do vácuo como isolante térmico. Estão presentes, no mesmo trabalho, os cálculos ópticos para diversos tipos de concentradores como os planos, tubos evacuados, parabólicos para utilização em fornos e painéis solares.

O efeito da presença do vácuo no desempenho de um sistema utilizando tubos de vácuo em relação a um sistema convencional foi estudado por Gao et

al. (2010). Um modelo analítico permitiu um melhor entendimento do processo. A análise do coletor solar de tubos evacuados com abertura única e montados sobre um sistema reflexivo possibilitou a concentração da irradiação difusa sobre o coletor.

Em 2011 os pesquisadores Liang et al. (2011) inseriram um tubo de cobre em forma de “U” com uma aleta do mesmo material que circunda o interior de um concentrador solar por tubo evacuado comercial. Por este tubo metálico foi criada uma circulação de água. Ao passar pelo tubo em “U”, a água recebe o calor proveniente da incidência solar na área externa do tubo evacuado e o transfere para o líquido no interior do tubo de cobre, Figura 9. No espaço entre o tubo de vidro externo e o tubo interno há vácuo. Na região interna do tubo, onde a tubulação em “U” está instalada, há uma circulação de ar que recebe o calor da superfície absorvedora de vidro e o transfere para a aleta de cobre. Ao sair pela outra extremidade do tubo de cobre a água está aquecida. Com este sistema, foi conseguida uma elevação de 12% na eficiência em comparação com o tubo evacuado convencional.

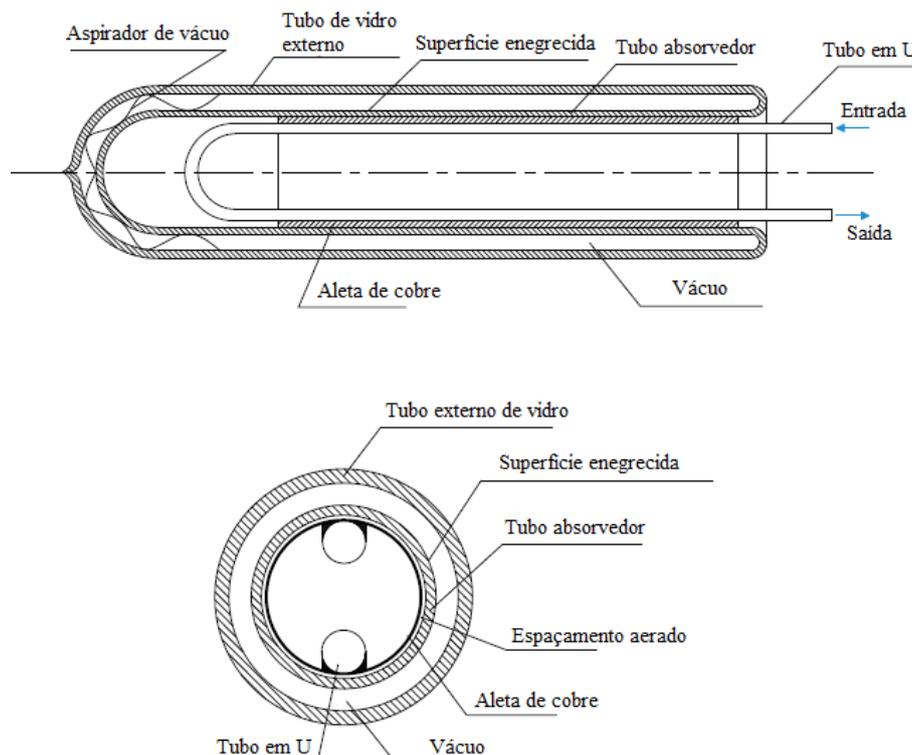


Figura 9: Tubo em “U” com aleta de cobre instalado no interior do tubo evacuado.

Pei et al. (2012) estudaram o concentrador parabólico composto CPC em aquecedores solares de água por multi-tubos evacuados comerciais, comparando com o mesmo sistema comercial sem a utilização do concentrador CPC. Utilizaram o índice de concentração geométrica "C" menor que um, chegando a conclusão de que esses índices são raros. Ainda, o autor, comparou a eficiência térmica do sistema com e sem o refletor CPC com relação de concentração menor que 1, concluindo que a instalação do refletor CPC proporcionou redução da eficiência térmica exergética média.

Uma das aplicações para esse sistema é na indústria, nos processos de lavagem de equipamentos que necessitam de água quente e também em hospitais, gerando água quente a alta temperatura.

Em 2012, Yang e Wang (2012) realizaram uma análise experimental do desempenho de coletores solares através da inserção de aletas simples. Nesse trabalho foram realizadas medidas de temperaturas do ar ambiente e na seção interna do coletor solar plano aletado atingindo um aumento de 14,5% na eficiência térmica.

Através de um estudo sobre a superfície absorvedora interna dos coletores solares com tubos evacuados, Theunissen e Beckman (1985) analisaram a melhor área de absorção térmica interna e a capacidade do vidro em fornecer um foco à superfície absorvedora. Nessa análise, foram estudados dois tipos de superfícies: placa plana e cilíndrica, Figura 10.

Os resultados desse experimento foram obtidos com um ângulo de incidência de 60° e azimute de 26°, para a direção eficaz do feixe de irradiação difusa.

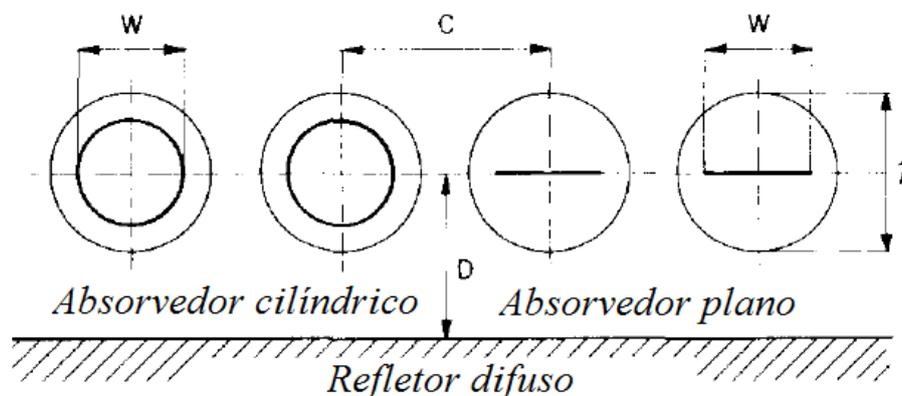


Figura 10: Tipos de superfícies absorvedoras (THEUNISSEN e BECKMAN, 1985).

Para melhor aproveitar a irradiação solar incidente nos coletores solares, Kalogirou (2009), assim como Duffie e Bekman (1980) propuseram em seu livro, vários estudos de inclinação para os coletores solares. Nesses trabalhos, foram estudadas as eficiências de vários coletores solares e os procedimentos de cálculos para a melhor inclinação solar obtendo melhor aproveitamento energético.

Como método de extração de calor, Budihardjo (2005) considerou várias possibilidades, que normalmente para a relação comprimento-diâmetro do tubo é da ordem de 50. Esses métodos são:

- **Tubo de aquecimento:** que consiste de um metal absorvedor montado em um simples sistema de tubos evacuados;
- **Fluxo através do absorvedor:** onde um único tubo central é montado no tubo evacuado por meio de um selo no vidro. O tubo central é responsável por enviar o calor removido para a base do tubo absorvedor;
- **Todos os Tubos de Vidro:** Há um tubo evacuado com a superfície de absorção solar voltada para dentro; Coletor de Armazenamento Integrado: Tubos evacuados com diâmetro superior a 100 mm.

No estudo realizado por Kalogirou (2009) os coletores solares por placas planas promovem uma eficiência térmica inicial maior em relação a obtida para

os tubos evacuados, porém os tubos evacuados possuem uma eficiência térmica constante em relação aos demais coletores, Figura 11, classificando-os como mais vantajosos em relação aos demais tipos de coletores. Analisando ainda a Figura 11, observa-se que os coletores por tubos evacuados têm uma eficiência menor em relação aos coletores por placas planas a baixas temperaturas, porém maior a altas temperaturas.

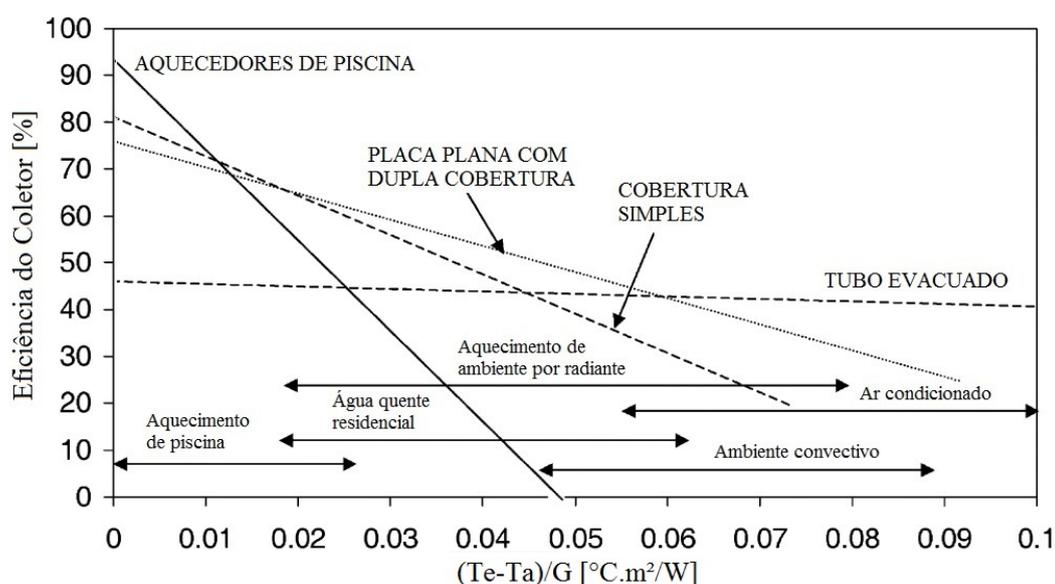


Figura 11: Eficiência de diversos tipos de coletores solares (KALOGIROU, 2009).

Com o procedimento de cálculo para determinação da eficiência térmica dos coletores solares, Chang et al. (2004) mostraram que a eficiência média para os coletores solares planos é 60%. Comparando com a Figura 11 apresentada por Kalogirou (2009), essa eficiência diminui significativamente em relação aos coletores solares por tubos evacuados, pois nestes, sua eficiência se mantém constante em aproximadamente 48%.

Os pesquisadores Avallone et al. (2014) realizaram a medição da eficiência térmica de um coletor solar por tubo evacuado modificado. A referida modificação consistiu em inserir um segundo tubo no interior do tubo evacuado em contato com a água, injetando água fria no fundo do tubo evacuado. Esse procedimento promove a separação física entre o fluxo de água fria, que é injetada e a água quente, que recebe o fluxo de calor proveniente do tubo interno. A eficiência térmica média do sistema foi de 21,96%. No mesmo

trabalho foi realizada uma simulação teórica constatando uma recirculação na região de saída de água quente, também observada por Sato (2012), o que provoca redução na vazão do sistema.

3.3. Simulação numérica

Através de um modelo matemático desenvolvido por Li e Wang (2006), foi avaliado a transferência de calor presente em um coletor de tubos evacuados com circulação forçada, considerando que o fluxo de água pelo cabeçote de circulação não interfere na convecção natural que se desenvolve no interior dos tubos. O modelo foi validado conforme metodologia experimental. Outras aplicações para tubos evacuados também foram estudadas, onde analisaram o processo de transferência de calor em um sistema de refrigeração por adsorção, dotado de tubos evacuados, verificando modificações que garantissem a viabilidade econômica ao processo.

Estudos comparativos entre sistemas de coletores solares também foram realizados através de modelagem numérica e abordagem prática.

Ainda Shah e Furbo (2007) realizaram simulações numéricas em coletores com tubos evacuados, sendo estes dispostos horizontalmente e o coletor sujeito a um fluxo forçado de água em seu interior. O desenvolvimento dos escoamentos internos foi investigado considerando que, o fluxo imposto sobre o sistema não afetava diretamente o interior dos tubos e a variação de comprimento de tubo e a vazão imposta no sistema, possibilitaram uma análise quanto ao efeito destes parâmetros sobre a eficiência do coletor.

Budihardjo e Morrison (2009) analisaram um tubo coletor para diversas variáveis, tais como ângulo de inclinação, características geométricas e distribuição da irradiação sobre o tubo. Dados de perfis de temperaturas e vazão d'água foram coletados durante os testes experimentais e apresentaram boa concordância com os resultados da simulação numérica também desenvolvida neste estudo.

Outro estudo foi desenvolvido por Budihardjo e Morrison (2009), por meio de modelo numérico e aparato experimental, sendo também estudado, o efeito da variação da distribuição do fluxo de calor ao longo da circunferência do tubo sobre o escoamento interno.

Sato (2012) propõe um modelo modificado para redução da região de estagnação e recirculação do tubo evacuado, que é um problema recorrente, também observada experimentalmente e por simulação por Avallone (2013).

Ainda, Sato (2012) observou que a região de estagnação foi eliminada e o fluxo de água no interior do tubo, a partir da referida modificação, ocorreu em sentido único, eliminando assim a região de recirculação próxima ao tubo. Contudo, as temperaturas atingidas por este sistema são inferiores quando comparadas aos modelos convencionais por tubos evacuados. Estes resultados são explicados devido ao aumento da quantidade de água a ser aquecida quando o fluxo no interior do tubo apresenta apenas um sentido, desta forma, a quantidade de água fria que entra no tubo modificado será duas vezes maior quando comparado ao modelo convencional.

De acordo com Sato et al. (2011), a utilização de coletores solares, seja para aquecimento de água, produção de energia elétrica ou resfriamento e aquecimento de ambientes, apresenta uma forte expansão em função de variadas razões. As principais são a redução de custo destes sistemas e que as fontes de energias renováveis possuem baixo impacto ambiental. A pesquisa neste campo tem acompanhado tal expansão e que o coletor solar por tubos evacuados destaca-se como um importante foco de estudos. Projetos deste tipo caracterizam-se pelo seu peculiar processo de fabricação e a sua reduzida perda térmica para o ambiente, aumentando a sua eficiência. Quanto à análise fluido-térmica deste equipamento, devem ser considerados os conceitos inerentes a todos os coletores, como os mecanismos de irradiação solar, convecção natural, condução e os perfis de velocidades e temperaturas ao longo do sistema. Contudo, a perda por convecção para o meio nestes equipamentos é reduzida em decorrência do vácuo presente no tubo

absorvedor e, embora este tipo de aquecedor seja capaz de operar por termo sifão, a mistura dos escoamentos ascendente e descendente no interior dos tubos pode prejudicar o desempenho do coletor solar. Com isto, diversos estudos foram publicados sobre a estratificação de fluido no interior dos tubos e de reservatórios para armazenamento de água quente.

3.4. Armazenamento de água quente via estratificação térmica

O armazenamento via estratificação térmica permite a conservação do nível da energia térmica acumulada para realização de trabalho pelo sistema. Quanto maior temperatura, maior a energia disponível e assim, maior a eficiência do coletor solar pela Segunda Lei da Termodinâmica.

De Marchi Neto e Padilha (2008) utilizaram a técnica da estratificação térmica, no interior de armazenador de um sistema de aquecimento de água, utilizando o calor dissipado pelo condensador de um refrigerador residencial, para obter o COP do referido sistema.

Na dissertação de mestrado de Padilha (1983) o autor estuda a estratificação térmica de um líquido em um reservatório vertical. Também estuda um modelo semi-empírico unidimensional e transiente, para determinação do campo de temperaturas na parede do reservatório e na água armazenada no seu interior. Os resultados apresentaram boa concordância quando comparados com dados experimentais disponíveis na literatura. Através da eficiência energética do sistema, obteve-se também a relação altura/diâmetro do reservatório.

A grande contribuição de Padilha (1983) foi o estudo da eficiência térmica e da estratificação da água no sistema de estocagem a partir da Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica.

Hollands e Lighthstone (1989) estudaram a estratificação térmica em um reservatório de relação 1,14. O coletor solar foi conectado ao reservatório térmico e a circulação foi forçada através de uma bomba hidráulica. Na falta de

atividade solar, um reservatório auxiliar provido de resistência elétrica, produz o aquecimento da água para o uso.

Os perfis de temperaturas no reservatório, para a estratificação térmica, são apresentados na Figura 12.

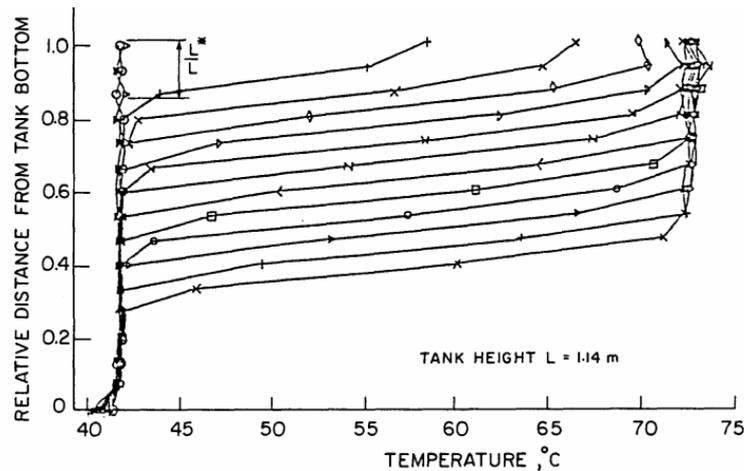


Figura 12: Estratificação térmica estudada por Hollands e Lighthstone (1989).

Também Rosen (2001) estuda a estratificação térmica utilizando a exergia para o armazenamento utilizando a temperatura média para avaliar a temperatura homogênea do reservatório e faz uma análise da energia e da exergia.

No trabalho desenvolvido por Seara et al. (2007) foram realizados testes experimentais em armazenadores de água quente de uso doméstico em um tanque com capacidade de até 150 litros, onde o modo de operação foi analisado. A finalidade principal do trabalho foi observar o comportamento do tanque armazenador no período de aquecimento e resfriamento (Figura 13) a fim de caracterizar seu desempenho através da análise da energia e exergia, via técnica da estratificação térmica.

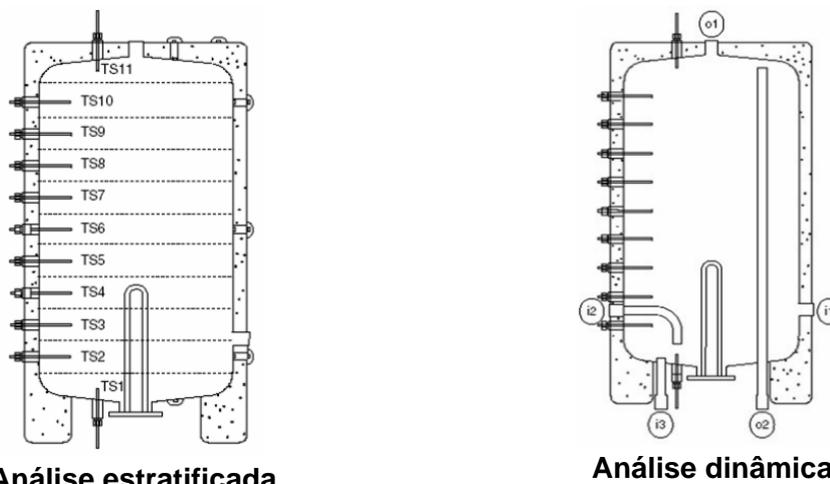


Figura 13: Testes experimentais desenvolvidos por Seara et al. (2007).

Em um estudo da estratificação térmica para 50 camadas de temperaturas em um reservatório eletricamente aquecido, Ruelens et al. (2015), concluíram que no reservatório vertical houve uma redução de 15% no consumo de energia elétrica.

No modelamento matemático da estratificação térmica, o reservatório foi dividido em “n” elementos estudando a exergia para cada um deles, resultando em um conjunto de equações diferenciais resolvidas para a temperatura em cada nó (RUELENS et al., 2015). Também Ahjali Devi e Kandasamy (2001) estudaram os perfis de temperaturas e velocidades da frente de estratificação térmica por convecção natural.

3.5. Geometria do concentrador

O desenvolvimento do coletor CPC (Compound Parabolic Concentrating) se baseia no estudo da curva evoluta de um círculo, estudado inicialmente pelo matemático grego Hiparco (190 AC – 120 AC) para desenvolver teorias astronômicas, seguido pelo também grego Ptolomeu no uso de combinações de epiciclóides para estimativa das posições do Sol e da Lua. Essa ideia foi substituída por Nicolau Copérnico (1473 – 1543) para a teoria de que o Sol e não a Terra é o centro do universo. Também Huygens, matemático-físico e astrônomo holandês, em 1693 estudou a evoluta do círculo na pesquisa de relógios sem pêndulo para a navegação marítima.

A evoluta de um círculo, Figura 14, é gerada a partir de um fio inextensível que é enrolado a um círculo base. Ao desenrolá-lo, o fio é mantido esticado e tangente ao círculo sendo que em sua extremidade é gerada a curva evoluta (YATES, 1947).

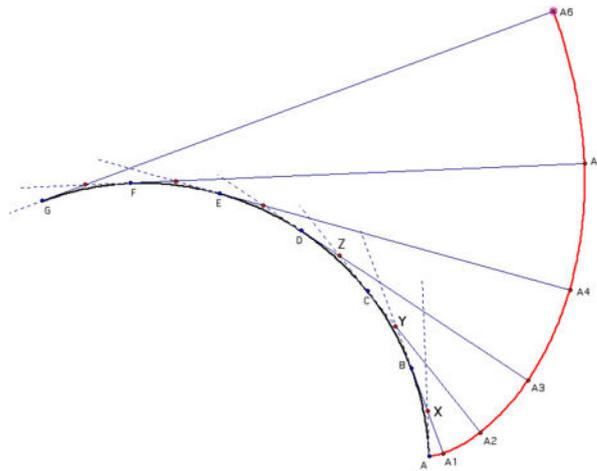


Figura 14: Curva evoluta (YATES, 1947).

Carvalho et al. 1985, estudaram o concentrador CPC do tipo truncado, o qual trabalha pelo cruzamento de raios solares na região de concentração do CPC. Também estudaram o efeito do truncamento na eficiência óptica do espelho. Outra contribuição importante é a família de curvas com variação dos ângulos descritos pela incidência solar θ_c , aumentando as possibilidades de utilização de concentradores de outras geometrias.

Segundo os autores Mills et al. (1986) o refletor do tipo CPC é uma solução de menor custo, pois recebe todos os ângulos solares concentrando-os no centro do tubo absorvedor, desde que sejam corretamente orientados nas coordenadas Norte-Sul (para o hemisfério sul).

No trabalho de Mills et al. (1994) foram feitas comparações entre refletores CPC (Concentrador Parabólico Composto) e refletores com parábola fixa.

Uma dificuldade inerente no concentrador parabólico é a necessidade de acompanhamento solar, necessitando de um dispositivo eletromecânico para seu funcionamento, o que é dispensável no refletor CPC. Uma conclusão

importante descrita por Mills et al. (1994) é que a estratificação térmica nos reservatórios cilíndricos horizontais é mínima em comparação com os reservatórios verticais, proporcionando aumento na mistura térmica. Outra conclusão é que os sistemas parabólicos fixos requerem áreas muito maiores do que os sistemas CPC, sendo estes últimos recomendados em operações estacionárias.

Kalogirou (1997) estudou (Integrated Collector Storage – ICS) utilizando um concentrador CPC com um tubo cilíndrico, mostrando as vantagens desse sistema em relação ao coletor convencional de placa plana. A produção de água quente para uso doméstico é de 100-200 litros/dia. A relação geométrica de concentração é definida pela abertura da área do concentrador em relação a área do tubo absorvedor.

Ainda, Kalogirou (2009), descreve o procedimento de cálculo para a curva evoluta geradora do espelho CPC, considerando o ângulo de abertura θ_c , o raio do tubo "R", o comprimento da linha geradora da evoluta ρ e o ângulo θ , conforme Figura 15 utilizando as coordenadas "X" e "Y", utilizando as equações $X = R \cdot \text{sen}(\theta) - \rho \cdot \text{cos}(\theta)$ e $Y = -R \cdot \text{cos}(\theta) - \rho \cdot \text{sen}(\theta)$.

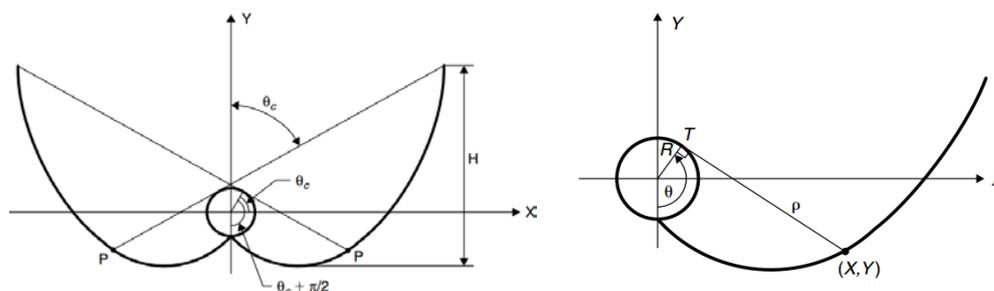


Figura 15: Curva evoluta geradora do espelho CPC.

No trabalho desenvolvido por Oommen e Jayaraman (2001), foi apresentado o projeto de construção e procedimentos de cálculo do coletor CPC e o comportamento dos raios solares concentrados no tubo evacuado. O tubo coletor solar é de cobre e coberto por um segundo tubo de vidro concêntrico. Para a geração da curva CPC foi utilizado o método descrito por Winston (1975). O objetivo do projeto de Oommen e Jayaraman (2001) é produzir vapor e conduzi-lo a uma panela de pressão para cozinhar alimentos.

Thomas et al. (2003) descrevem a conversão de coordenadas polares em cartesianas bem como o mecanismo gráfico para a geração da evoluta. A demonstração matemática da curva evoluta do círculo adaptada ao coletor solar CPC e seu desenvolvimento para coordenadas cartesianas também foram descritas por Yates (1947).

3.6. Eficiência térmica

Para a análise da eficiência térmica é necessário conhecer as propriedades termo físicas do fluido estudado. Kestin e Whitelaw (1966) estudaram a densidade e calor específico da água e estabeleceram duas equações empíricas válidas para a faixa de temperatura de 273,15 K a 373,15 K, conforme,

$$\rho_{\text{água}}(T_{\text{med}}) = -342,584 + 164,103 \cdot (T_{\text{med}})^{0,5} - 5,01225 \cdot (T_{\text{med}}) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} cp_{\text{água}}(T_{\text{med}}) = & 3,805070 \cdot 10^6 - 1,028080 \cdot 10^6 \cdot (T_{\text{med}})^{0,5} + 1,1116 \cdot 10^5 \cdot (T_{\text{med}}) \\ & - 6005,26 \cdot (T_{\text{med}})^{1,5} + 162,081 \cdot (T_{\text{med}})^2 - 1,7482 \cdot (T_{\text{med}})^{2,5} \end{aligned} \quad (2)$$

O’Gallagher et al. (1982) estudaram as vantagens dos diferentes tipos de tubos evacuados com concentrador CPC e a relação de concentração utilizada nesses trabalhos é quase sempre maior ou igual que 1. Perceberam também que concentrações menores do que 1 são raras. Foi criado um sistema de mini-CPC (Concentrador Parabólico Composto) para comparação experimental com e sem refletores. A primeira e a segunda Lei da Termodinâmica foram utilizadas e os dados coletados em dois dias foram comparados.

Cabanillas et al. (1995), em sua investigação, a irradiação solar incidente sobre coletor tubular apresenta maior dificuldade na sua quantificação que o coletor solar de placa plana. Devido à geometria do cilindro, a irradiação solar incidente torna-se função do ângulo de incidência e hora solar. Com base em resultados experimentais característicos, a distribuição de irradiação foi obtida e

analisada por Shah e Furbo (2004), que estudaram um protótipo de um coletor de tubo evacuado, instalado na vertical, permitindo a incidência de irradiação solar em toda superfície cilíndrica do tubo. O sistema foi baseado em circulação forçada no interior do tubo e um modelo numérico foi desenvolvido para simular o desempenho do sistema térmico.

No trabalho de Kalogirou (1999), foi estudado um sistema de armazenamento integrado para coletores solares em tubos cilíndricos utilizando um CPC e uma placa de vidro sobre o concentrador. A análise térmica foi feita em um armazenador cilíndrico horizontal.

A principal desvantagem desse sistema vem de sua concepção, pois o coletor de absorção também é um armazenador, não sendo possível isolá-lo corretamente, gerando perdas durante a noite. A principal perda é a convecção que aparece no período noturno que circunda a tampa superior do vidro. Outra desvantagem é a própria característica de escoamento, pois o cilindro de água é horizontal, havendo pouco espaço para a estratificação.

Em 2002, um sistema de aquecimento de água doméstico tipo tubo de calor (Heat Pipe) foi estudado por Mathioulakis e Belessiotis (2002) que consistia de um coletor de placa plana com um tanque de armazenamento. A transferência de calor para o tanque é feita pelo processo de ebulição no evaporador. Este evaporador é constituído por tubos de um coletor comum com aletas soldadas ao conjunto. Foram medidas as temperaturas, tanto no evaporador quando na entrada de água fria e saída de água quente utilizando termopares. O sistema atingiu uma eficiência de 60%.

Shah e Furbo (2004) efetuaram uma análise da captação de irradiação solar em todas as direções, para um protótipo de coletor com tubos evacuados instalados verticalmente. Ensaio experimentais foram realizados em duas localidades e valores ótimos de distâncias entre tubos e ângulo de azimute foram obtidos, onde finalmente desenvolveram um modelo teórico para o cálculo do desempenho deste coletor.

Estudos foram realizados na Coréia, com diversos tipos de instalações de tubos utilizando ar como fluido de trabalho. Uma dessas instalações foi a instalação de um único tubo central, pelo qual o ar é bombeado para o fundo do tubo evacuado, Figura 16(a) Kim e Seo (2007). Para simular a luz solar, foram instaladas 20 lâmpadas alógenas de 150 W cada uma, gerando um aumento de temperatura de 2,9°C resultando em uma eficiência de 10,1%, com um ângulo de incidência de 0°, Figura 16(b).

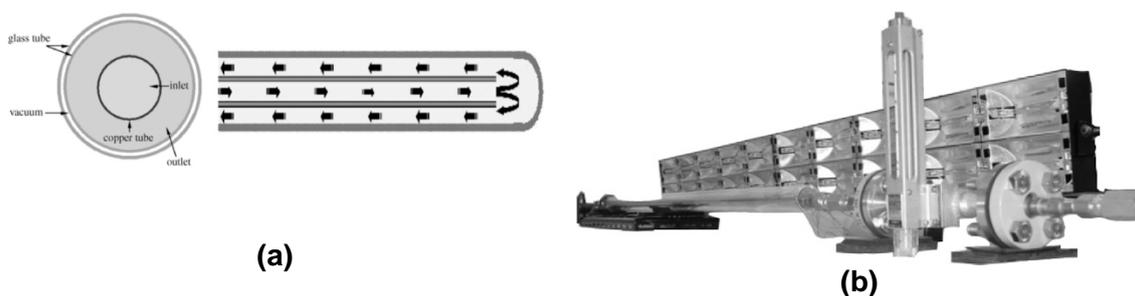


Figura 16: a) instalação de tubo central; b) Equipamento utilizando lâmpadas alógenas.

3.7. Equipamentos Eletrônicos

O trabalho desenvolvido por Souza (2011) trata do estudo de aproveitamento de energia térmica nos refrigeradores domésticos, onde na seção Cálculo da Vazão de Água Aquecida (DELMÉE, 2003), a equação é apresentada, que é o próprio conceito de vazão.

No experimento realizado por Souza (2011) e De Marchi Neto (2007) utilizou-se o deslocamento dos perfis de temperaturas devido à injeção de água aquecida pelo topo de um reservatório térmico vertical.

No trabalho de Souza (2011) e De Marchi Neto (2007), a água aquecida é injetada por uma entrada no topo de um armazenador térmico vertical, Figura 17. Esse deslocamento de massa de água estabelece um gradiente de temperaturas entre as camadas de água armazenada, ou seja, entre as temperaturas das camadas de água quente e fria, respectivamente.

No interior do reservatório térmico foi instalada uma sonda com termopares do tipo “T” dispostos em intervalos regulares, do topo até o fundo do reservatório.

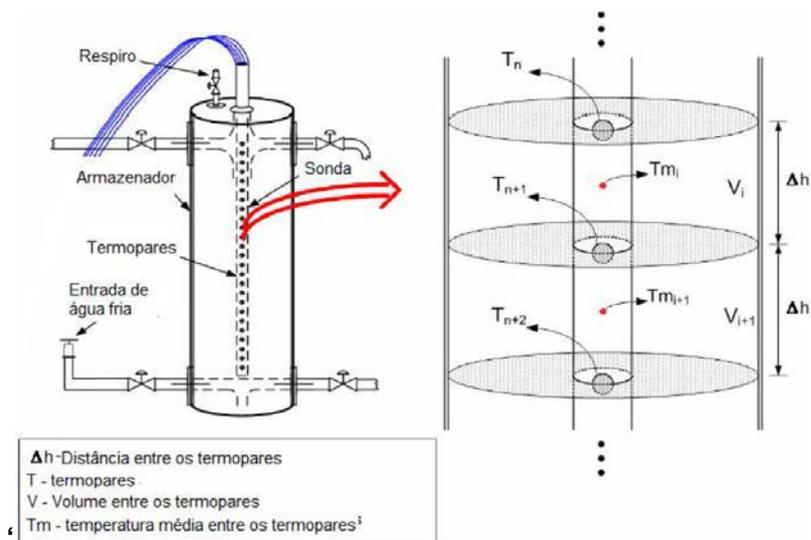


Figura 17: Reservatório térmico vertical.

Zanenco e Krezinger (1992) desenvolveram e analisaram um radiômetro que usa um sensor de célula solar do tipo foto diodo, sendo construído em um corpo de alumínio com uma cobertura difusora trapezoidal. A análise experimental e aferição do equipamento foi feita usando três tipos de sensores comerciais, um Eppley PSP, um Kipp & Zonen (ambos sensores térmicos) e por último, um sensor Haenni Solar 118 do tipo fotovoltaico.

Ainda Zanenco e Krezinger (1992) estudaram a influência de uma célula solar de silício com resposta espectral na aferição de medidores de irradiação, quando a célula é usada como sensor.

Souza e Escobedo (1995) construíram um radiômetro utilizando termopares, avaliando-se seu desempenho. O sensor é composto por 36 junções do tipo “K”. A calibração foi feita pelo método sol/sombra utilizando um radiômetro da marca *Eppley* chegando a uma constante de calibração de $52,75 \mu\text{V} \cdot \text{m}^2/\text{W}$.

No trabalho desenvolvido por Kalogirou (1996), o autor descreve um sistema concentrador traçador solar de um único eixo. A posição do sol é detectada utilizando-se três fotos-resistores do tipo LDR. Um dos resistores detecta o foco sobre o equipamento enquanto que um segundo verifica se há incidência de nuvens e o terceiro resistor detecta a noite ou o dia.

Escobedo et al. (1997) desenvolveram um radiômetro solar utilizando termopares e analisaram os custos de construção desse equipamento.

Vera Luiz et al. (2005) construíram um radiômetro utilizando um fotodiodo do tipo célula fotovoltaica e utilizaram o procedimento de calibração descrito no trabalho de Zanesco (1991). Como sistema de aquisição e armazenamento de dados foi utilizado o *datalogger*, um da marca Agilent 34970A (Agilent, 2005) e outro da marca Eppley.

No estudo desenvolvido por Bakos (2006) na Trácia-Grécia, foi projetado um sistema de acompanhamento solar com espelho parabólico para captura da irradiação incidindo sobre um tubo. A pesquisa não utilizou um tubo evacuado, pois o escopo principal foi o sistema de acompanhamento solar. A energia coletada foi medida e comparada a uma superfície fixa com inclinação de 40° voltada para o sul.

O fabricante MAXIM (2008) apresenta o sensor Dallas DS18B20, que é um termômetro digital com sensibilidade de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, acurácia de -10°C a $+85^{\circ}\text{C}$ e alimentação de 3 a 5,5 Volts. A resolução termométrica é normalmente selecionada entre 9 e 12 bits. É utilizado o protocolo *ONE-WIRE*, ou seja, um único fio para programação requerendo apenas um pino para comunicação e uma biblioteca digital desenvolvida pelo fabricante. Cada sensor possui um endereço serial de 64 bits programado de fábrica, possibilitando a ligação com outros sensores. Esse dispositivo pode ser conectado diretamente à linha de dados, na ligação eletrônica, como ligação parasita, eliminando a fonte externa de alimentação. A vantagem da ligação parasita é a conexão a dois fios, mas sua grande desvantagem é o aumento de ruído nas leituras das temperaturas.

Martinéz et al. (2009) apresentaram a construção e os testes de um radiômetro baseado em um foto diodo com espectro de luz visível. Os elementos sensores testados foram o BPW21, OSD5-5T, OSD15-5T e S9219-01. A calibração foi feita em laboratório utilizando uma lâmpada de quartzo tungstênio de 1000 W com filamento em espiral. O sensor BPW21 se mostrou melhor comparado com os demais fotos diodos.

Vilela (2010) desenvolveu um radiômetro utilizando células solares de silício como elemento sensor. A aquisição e registro dos dados foi realizada por um *datalogger* comercial denominado **DataRad**. Para a calibração foi utilizado o método do quociente, recomendado pela Organização Mundial de Meteorologia (1971) (WMM, 2009), determinando a constante de calibração através do quociente do sinal médio nos terminais do radiômetro e a intensidade de radiação incidente (KRAZENERG, 2006), estudando também vários tipos de difusores de diferentes materiais, analisando o tempo de resposta do aparelho.

O trabalho desenvolvido por Medugu et al. (2010) refere-se à construção de um radiômetro eletrônico de construção simples para medição de irradiação utilizando um fotodiodo BPW21 como sensor de captação da irradiação solar e um amplificador operacional LTC1051. A calibração foi conduzida em dia de céu claro utilizando a norma ISO 9847 (2013). A padronização dos radiômetros segue a norma ISO 9060 (2012), adotada pela Organização Meteorológica Mundial (OMM).

A construção e calibração de um radiômetro utilizando foto diodo foram realizadas na Ásia utilizando um amplificador operacional para controle do sensor (NWANKOWO et al. 2012) e a constante de calibração do equipamento foi feita através do radiômetro de referência Kipp & Zonnen (sensor térmico).

Gomes et al. (2011) desenvolveram um sensor inteligente medindo a temperatura diferencial, utilizando dois sensores LM35DZ, e com ela foi possível estimar a radiação solar. No protótipo, foi incorporada uma lente “*olho de peixe*” acoplada a uma câmera para aquisição das imagens das nuvens. A calibração foi realizada utilizando um sensor Kipp & Zonnen, onde o erro

absoluto entre os dois sensores foi de $16,525 \text{ W/m}^2$ com uma variância de $49,182 \text{ W/m}^2$.

Bohórques et al. (2011) construíram um radiômetro utilizando 4 tipos de elementos foto diodos, incluindo o BPW21. Utilizaram um amplificador operacional para elevar o sinal do sensor. Foi necessário medir vários valores de tensão em mV e a corrente em mA. Com esses dados e utilizando a Lei de Ohm, chegou-se ao resistor “shunt”. Como elemento difusor, foi utilizado um filtro de teflon de 5 mm de espessura.

Awasthi et al. (2012) construíram um sensor para medição da radiação solar utilizando o foto diodo BPW34 (MAXIM, 2008) conectado a um amplificador operacional LM358. O elemento sensor foi conectado em série a um resistor shunt de $29,9\Omega$ e as leituras foram gravadas em um *datalogger*. Os resultados e as curvas de calibração não foram apresentados pelos autores.

No trabalho desenvolvido por Fernandes et al. (2014) os autores utilizaram o sensor digital do tipo Dallas DS18B20 (MAXIM, 2008) conectado à plataforma Arduino MEGA para a medição das temperaturas em uma sala de processamento de dados, Figura 18.

O software utilizado para a leitura e registro das temperaturas foi o Nagios Enterprises (2015), que é de livre acesso não sendo desenvolvido pelos autores.

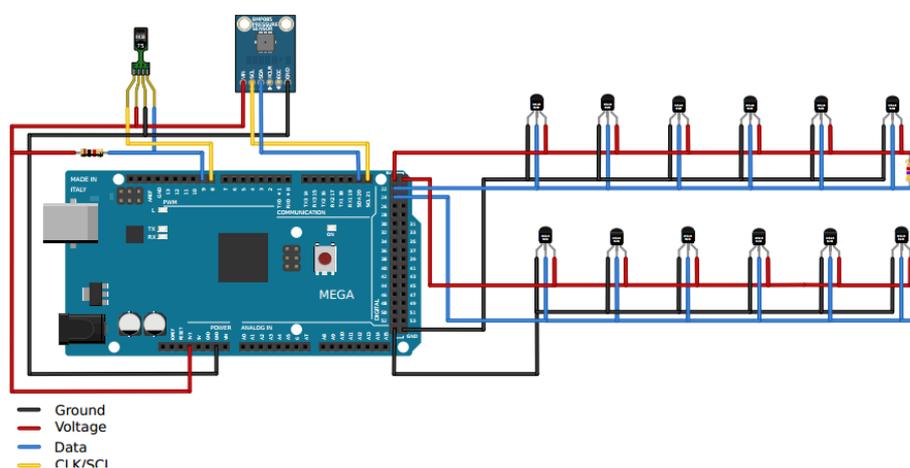


Figura 18: Esquema de conexões dos sensores DS18B20 à placa Arduino MEGA.

Brando et al. (2015) utilizaram o Sistema Arduino MEGA para controle de motores de passo em um acompanhador solar de um refletor concentrador parabólico. As temperaturas foram capturadas através de 6 sensores do tipo PT100. Os sensores de irradiação (radiômetros) foram do tipo Delta Ohm LP PYRA 02 AV. Todos os sensores foram conectados a um *datalogger* comercial do tipo Janitza UMG 604.

Salamone et al. (2015) construíram um sistema de baixo custo de sensoriamento sem fio em uma placa solar para aquecimento de água, em circulação forçada, utilizando uma placa Arduino UNO e o sensor de temperatura DS18B20. A água aquecida foi armazenada em um reservatório térmico, mas sua estratificação, no interior do reservatório, não foi medida.

No Capítulo 4 são apresentados os materiais utilizados na construção do trabalho proposto.

Capítulo 4 - Materiais e métodos

Para o desenvolvimento desse trabalho proposto foi projetada, construída e instrumentada uma bancada experimental, conforme Figura 19 ou vista geral apresentada na Figura 20 e vistas parciais em corte nas Figuras 21, 22 e 23.



Figura 19: Concentrador parabólico composto (CPC) e coletor solar modificado.

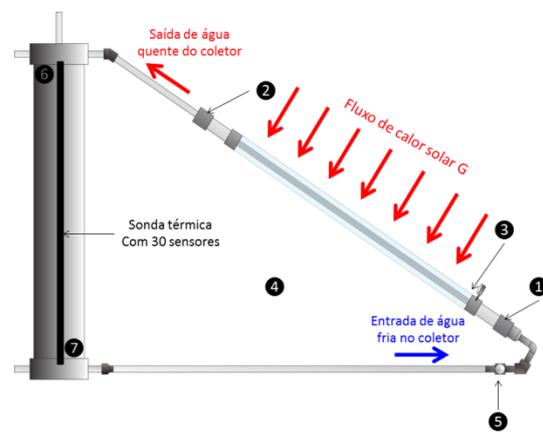


Figura 20: Vista geral esquemática do experimento proposto.

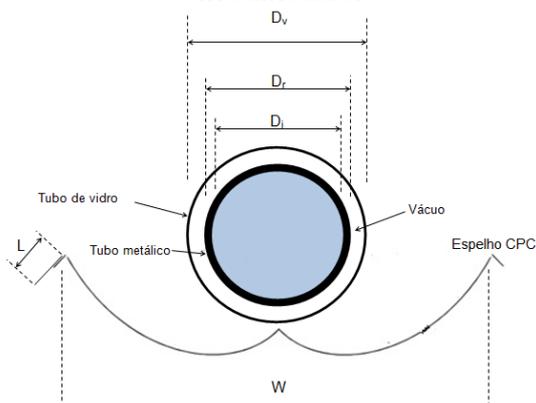


Figura 21: Vista parcial em corte do tubo coletor e do concentrador parabólico composto (CPC).



Figura 22: Apoio em madeira para o concentrador CPC.

As Figuras 23 (a) e (b) mostram claramente o cruzamento dos raios de concentração dos raios solares.

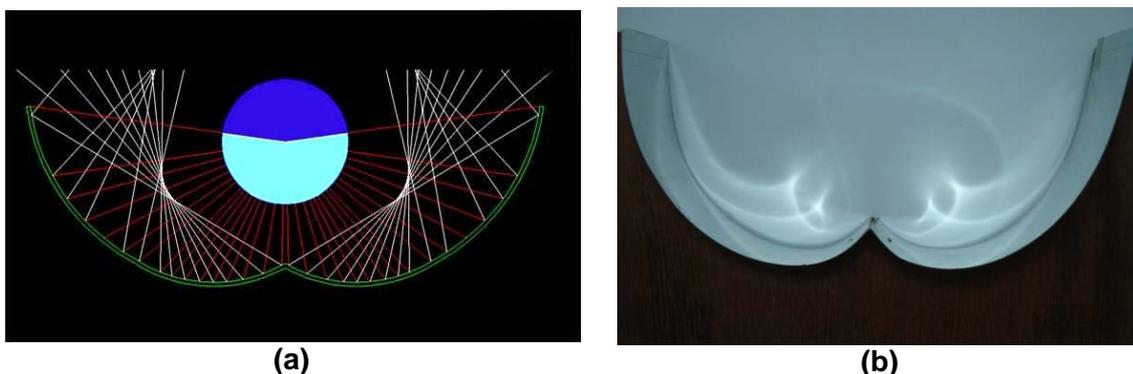


Figura 23: a) Imagem mostrando os raios solares incidentes no refletor parabólico e no concentrador do tubo central e b) Foto dos raios refletidos.

A Tabela 1 apresenta as dimensões do tubo de vidro, tubo de cobre e reservatório térmico.

Tabela 1 - Dimensões do equipamento

Tubo de vidro	
Diâmetro externo	58 mm
Espessura da parede	3 mm
Comprimento	1800 mm
Tubo de cobre	
Diâmetro externo	44,4 mm
Espessura da parede	1 mm
Comprimento	2000 mm
Reservatório térmico	
Diâmetro externo	300 mm
Altura	1900 mm
Espessura da parede	5 mm

O sistema de coletor solar tipo tubo evacuado modificado, utilizando um concentrador cilíndrico parabólico (CPC), foi construído com os seguintes materiais:

- Tubo de cobre, cuja superfície externa é enegrecida com a tinta SUMATERM CS do fabricante Sherwin Williams, resistência à

temperatura de até 300°C, brilho para 10-20 μm , fosca e de alta emissão e absorção de irradiação solar, com e sem a utilização do concentrador CPC e sem o encapsulamento externo;

- Encapsulamento externo do mesmo tubo de cobre por um tubo de vidro, material borossilicato, fabricante SCHOTT-ROHRGLAS GmbH, Hattenbergstrasse, 10, 55122 Mainz - Deutschland, com transmissividade de 0,87 e absorvidade de 0,87, sem a geração de vácuo no espaço anular, com e sem a utilização do concentrador CPC;
- A mesma configuração anterior, mas com vácuo gerado no espaço anular entre os tubos, com e sem a utilização do concentrador CPC.

Para a instrumentação da bancada experimental, foram desenvolvidos os seguintes instrumentos de medição:

- Um sistema de controle eletrônico e aquisição de dados desenvolvidos e construídos, que funciona como um *Datalogger* e é composto por placas modulares compatíveis com a placa Arduino;
- Três protótipos de sensores de irradiação solar, um deles em madeira utilizando termopares do tipo “T” (cobre/constantan) para testes iniciais, dois em Nylon usinado para suporte das conexões de dois termopares do tipo “K” (cromel-alumel) conectados a um conversor analógico-digital, que foi instalado em sua cavidade interna e ventilado, para medidas das irradiações diretas e refletida do solo;
- Construção de uma sonda térmica composta por 30 poços termométricos fixados no casco do reservatório para medidas dos perfis de temperaturas no reservatório.

A proposta de um sistema de coletor solar tipo tubo evacuado modificado, utilizando um concentrador cilíndrico parabólico (CPC), consiste de um tubo de cobre com uma entrada de água fria localizada na região inferior, ponto ① e uma saída de água quente na região superior, ponto ②, conectadas a um reservatório vertical, conforme Figura 24.

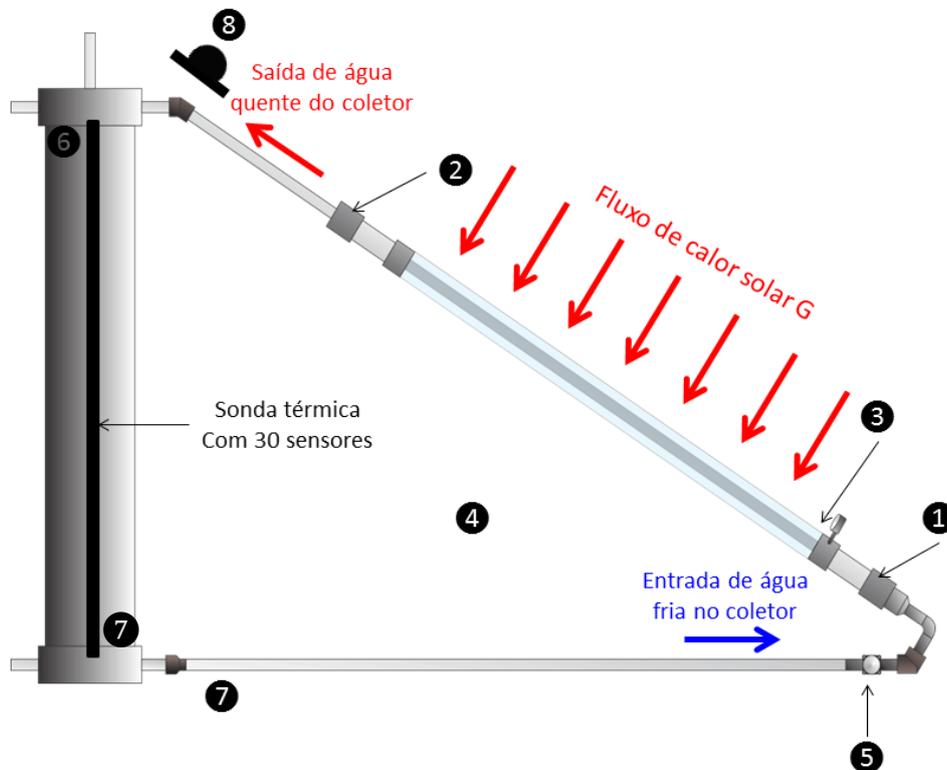


Figura 24: Esquema de ligação do sistema.

O fluxo de calor solar G_t incide sobre a superfície do coletor solar, tipo tubo enegrecido e encapsulado, ou não, por tubo de vidro. No caso do coletor ser do tipo tubo de cobre encapsulado, parte desse fluxo é dissipado pelo vidro e pelo ar atmosférico e a temperatura é medida pelo sensor instalado no ponto ③ (superfície do vidro). Parte desse fluxo de calor chega ao tubo enegrecido sendo absorvido pela água.

A água, a medida que aquece, sua densidade diminui e, assim, ganha movimento ascendente pelo “princípio do termo sifão”. Em contato com o ponto ②, o sensor instalado registra a temperatura de saída da água aquecida pelo coletor solar, para em seguida ser injetado no topo do reservatório térmico.

No interior do reservatório térmico, ocorre a estratificação térmica, uma vez que, a densidade da água quente diminui, permanecendo na região superior e a água fria se desloca para a região inferior devido a sua maior densidade. Assim, é estabelecida uma estratificação térmica no interior do reservatório, ou seja, água quente no topo, fria no fundo e intermediária entre

as duas. Esse fenômeno é constatado e medido através da sonda térmica, que será abordada na seção 4.3.

O processo de carga térmica do reservatório, pela conservação da massa no reservatório, seja pelo princípio do termo sifão ou por injeção pela bomba hidráulica, ocorre quando o fluxo mássico que entra no topo é igual ao que sai pelo fundo do reservatório. Ao escoar pelo ponto ①, ocorre o registro da temperatura de entrada no coletor solar. No ponto ① também está instalado um medidor de pressão de vácuo que verifica se há vazamentos no espaço anular do tubo evacuado.

O sensor instalado no ponto ④ registra a temperatura do ar ambiente, necessária para a estimativa da eficiência térmica do coletor.

No ponto ⑥, foi instalado um sensor para medida da temperatura na superfície externa do casco do reservatório, na mesma altura do primeiro sensor da sonda térmica.

No ponto ⑦ foi instalada uma bomba hidráulica da marca *Robertshaw* de 127 V e 34 W, para manter a vazão da água em circulação pelo circuito do sistema e também uma válvula de agulha para regulagem da vazão desejada. No ponto ⑤ foi instalado um sensor de vazão, que será descrito na seção 4.4.

O ponto ⑧ ilustra o sensor de irradiação solar (radiômetro), que mede o fluxo de calor G_t . Ao lado desse sensor foi instalado outro sensor do mesmo tipo (radiômetro térmico), ponto ⑨, que mede a irradiação refletida pelo piso.

4.1. Sistema de controle eletrônico e aquisição de dados

O sistema de controle eletrônico funciona como um *Datalogger* e é composto por placas modulares compatíveis com a placa Arduino.

A vantagem do sistema desenvolvido e construído para este trabalho é a facilidade e baixo custo de construção proporcionada pelas placas Arduino e o

desenvolvimento de uma programação em linguagem C++, de fácil compreensão.

No primeiro protótipo, foram utilizadas duas placas Arduino, uma MEGA funcionando como *master* do sistema e uma UNO, funcionando como auxiliar. Sobre a placa UNO foi conectada uma placa de rede Ethernet provida de slot para cartão SD e um módulo de tempo RTC (*Real Time Clock*), que marca e registra o passo de tempo do experimento.

A primeira placa Arduino é do tipo MEGA e é responsável por receber o sinal eletrônico de todos os sensores e também o módulo RTC, funcionando como *master* do sistema eletrônico, Figura 25.

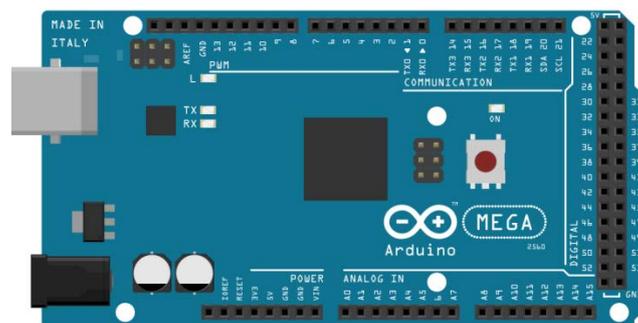
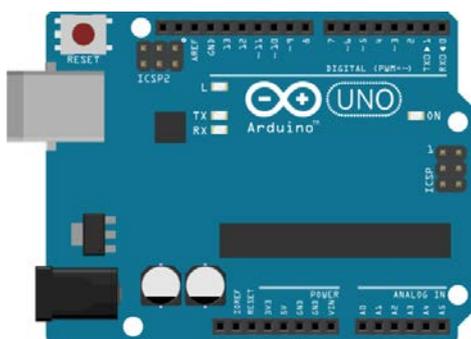


Figura 25: Placa Arduino MEGA.

A segunda placa, apresentada na Figura 26(a), é do tipo UNO. Sua função é receber todos os sinais gerados pela placa MEGA, através da comunicação TX e RX, e gravá-los. A placa Ethernet é conectada sobre a placa UNO, Figura 26(b), em seus terminais. O processo de gravação é realizado através do cartão SD.



(a)



(b)

Figura 26: a) Placa Arduino UNO; b) Placa Ethernet conectada ao Arduino UNO.

A conexão elétrica das referidas placas Arduino são apresentadas a seguir na Figura 27.

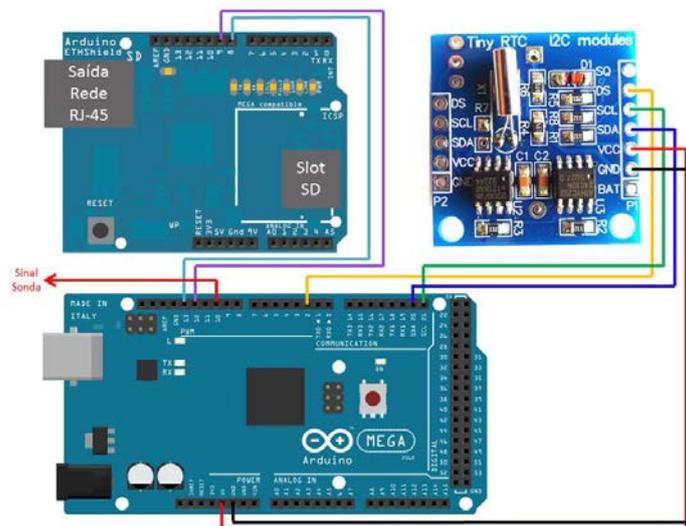


Figura 27: Conexão elétrica – placas Arduino e RTC.

O grande problema desse protótipo é o protocolo de comunicação TX-RX entre as duas placas, o que aumenta significativamente o custo computacional gerando erros de leitura, armazenamento e ruídos no sistema.

O segundo protótipo foi construído eliminando as placas Arduino UNO e Ethernet, utilizando para a gravação um módulo de cartão SD, Figura 28.

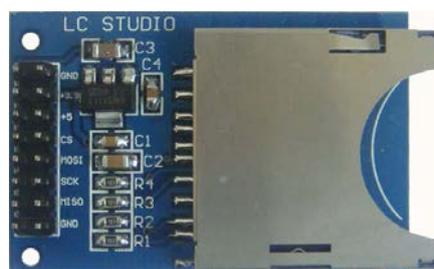


Figura 28: Módulo de cartão SD.

Com esse recurso, os problemas de protocolo TX-RX foram eliminados e a programação de leitura e gravação ficou com menor custo computacional.

A primeira montagem do segundo protótipo com todos os sensores é apresentada na Figura 29.

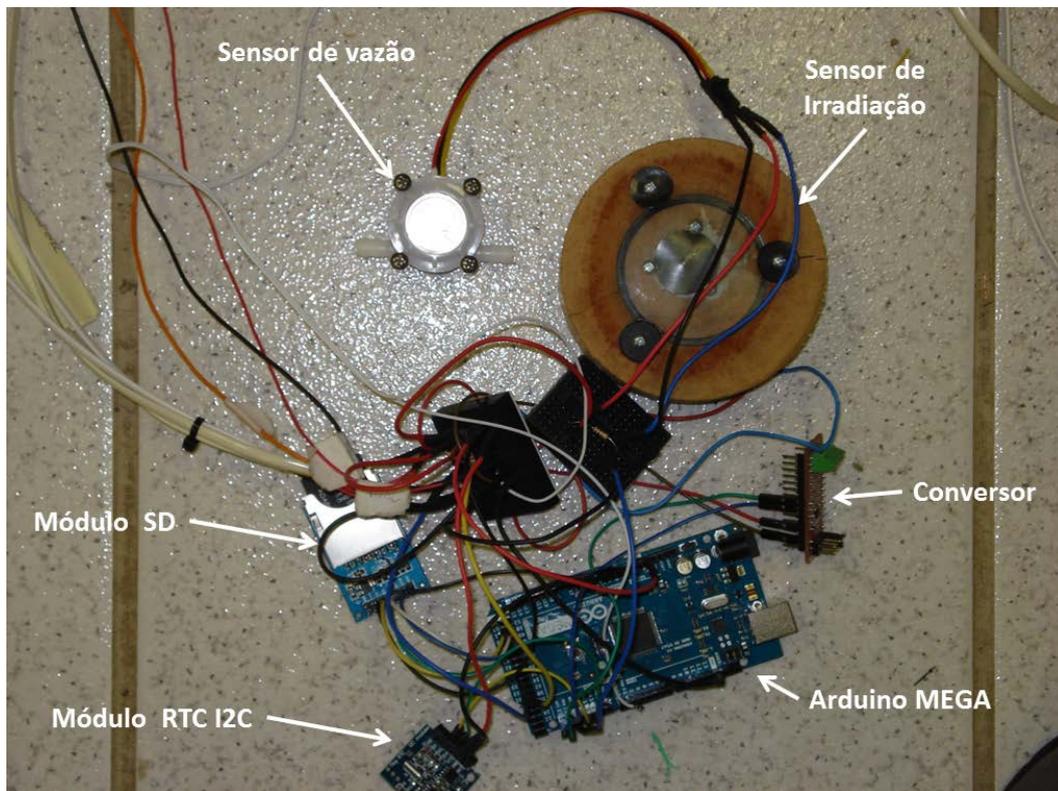


Figura 29: Segundo protótipo com todos os sensores.

O funcionamento da montagem anterior é satisfatório, porém há muitos fios e conexões soltas, o que provoca mau contato e intermitência no sistema. Para resolver esse problema, foi construída uma placa que conecta os módulos de gravação SD, RTC e a placa Arduino MEGA em um só módulo, eliminando todos os fios soltos sendo apresentada na Figura 30.

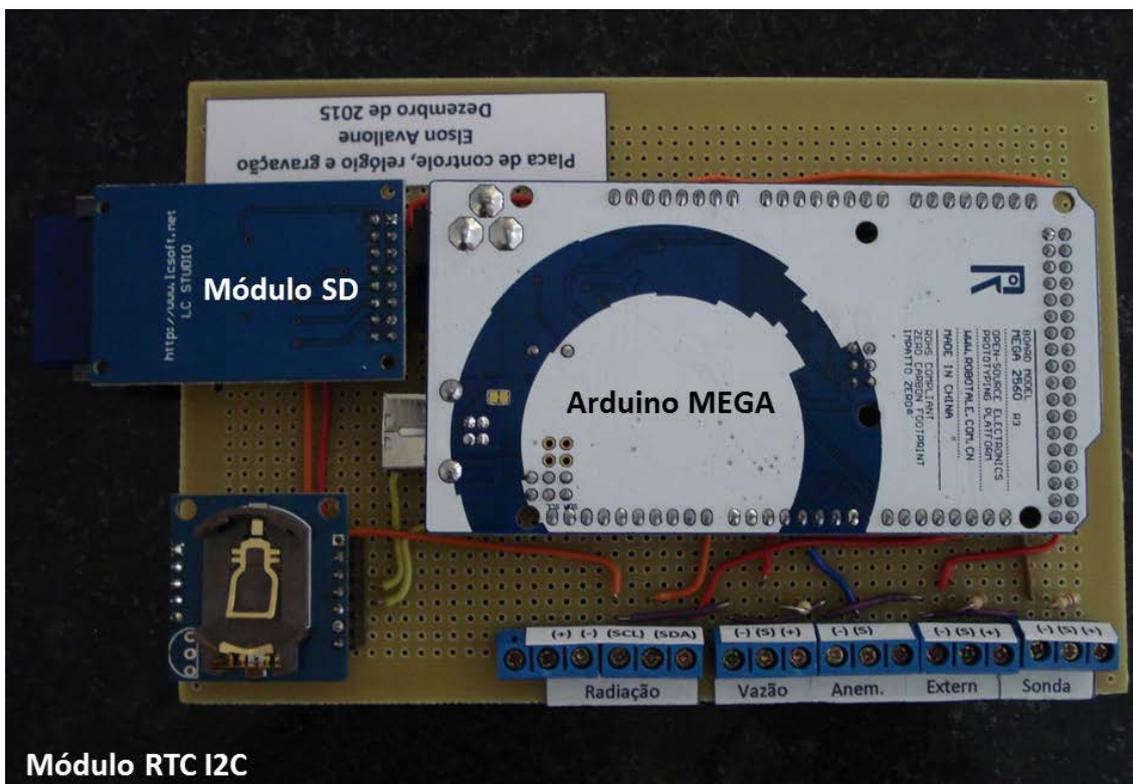


Figura 30: Placa modular montada.

Os sensores de radiação solar, vazão, anemômetro, de temperaturas externas e a sonda térmica são conectados conforme a Figura 31, onde também são ilustradas as polaridades de cada terminal. As representações são: (+) = 5 Volts do Arduino; (-) = GND do Arduino; (S) = sinal do sensor; (SDA) e (SCL) = conexão ao conversor analógico-digital.



Figura 31: Terminais para conexão dos sensores.

O esquema eletrônico de todos os componentes é apresentado na Figura 32, ressaltando que as conexões de 5 Volts e terra (GND) são comuns a todos os componentes para evitar ruídos nas medições.

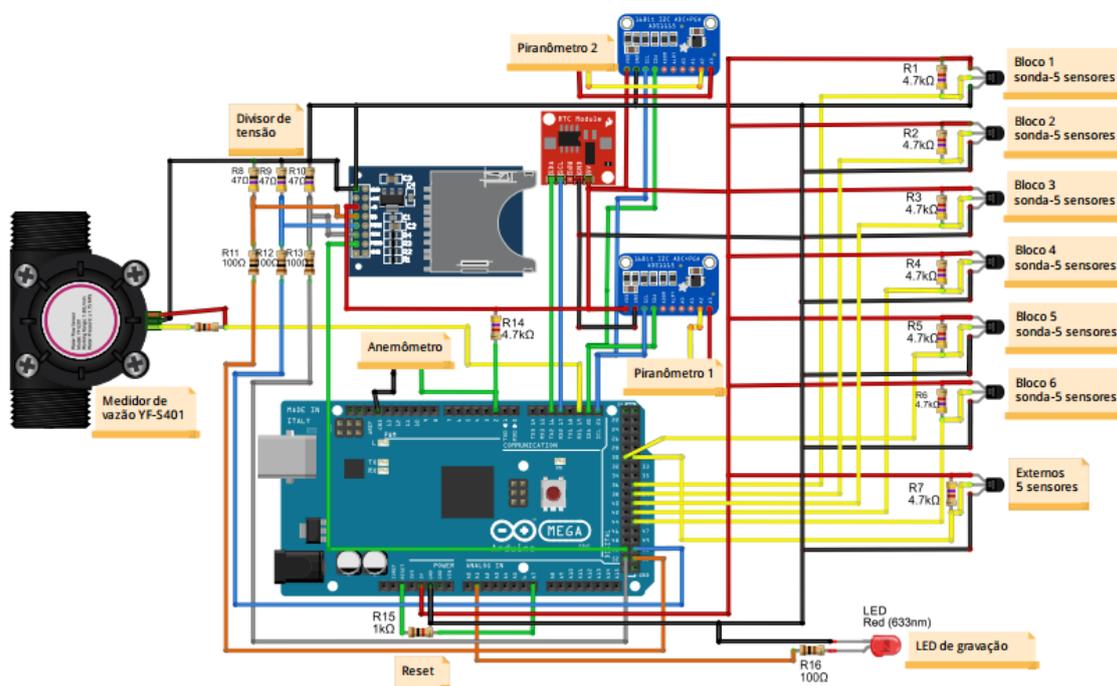


Figura 32: Esquema eletrônico desenvolvido para o sistema completo.

O resistor de $1\text{k}\Omega$, destacado como “Reset”, produz um reinício no sistema, quando o radiômetro registra o valor ZERO. Isso é necessário uma vez que o conversor analógico-digital, em algumas vezes, registra valores zerados inconsistentes. Com este artifício na programação em C++, garante-se que o radiômetro sempre registrará todo o espectro solar juntamente com todos os demais sensores.

O divisor de tensão, composto por 6 resistores e também destacado, foi necessário, pois o nível de tensão utilizado para a comunicação do cartão SD com a placa Arduino é de $3,3\text{V}$. Os resistores de 47Ω são conectados às portas 51, 52 e 53 do Arduino enquanto que entre os resistores de 47Ω e 120Ω são conectadas as portas de comunicação CS, MOSI e SCK do módulo de gravação SD.

O LED de gravação identifica se o sistema está gravando, piscando no início e no final da gravação; se o cartão SD não foi inserido, pisca a cada $0,1$ segundos; se houver algum problema quanto ao reconhecimento do arquivo, o LED permanece aceso direto.

A conexão TEMPERATURA EXTERNA compreende os seguintes sensores: entrada de água fria, ponto ①; saída de água quente, ponto ②; superfície do vidro, ponto ③; ar externo, ponto ④. O sensor ⑥ foi conectado à sonda, conforme relatado anteriormente.

O programa para o monitoramento dos sensores foi desenvolvido em camadas. Cada pasta representa uma função dentro do pacote Arduino sendo a tela apresentada na Figura 33 e a programação completa é apresentada no APÊNDICE A.

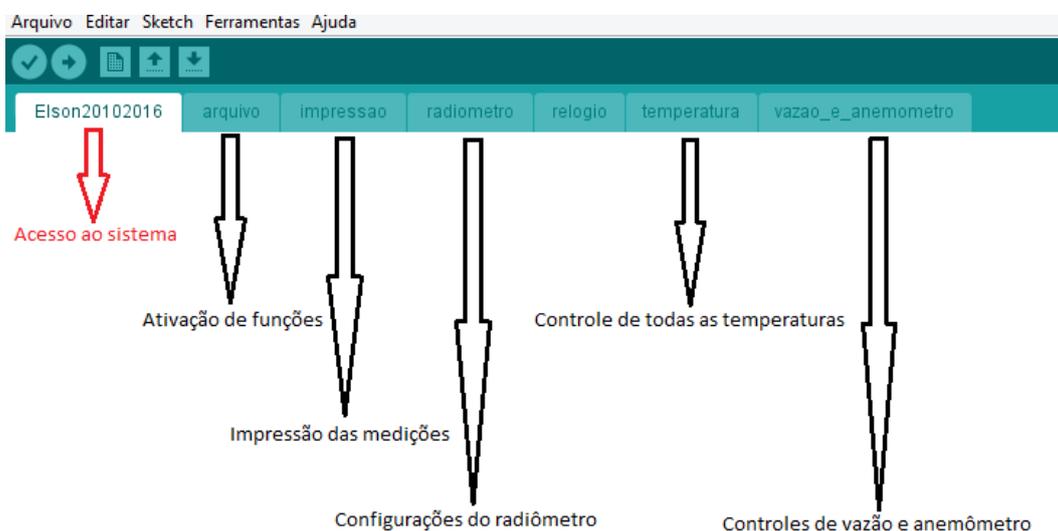


Figura 33: Programa de monitoramento dos sensores.

Antes de carregar o programa é necessário inserir os dados de data e hora no sistema. Esse procedimento é importante, pois caso não seja realizado, todos os dados serão gravados com data e hora da última alteração. Para isso utiliza-se um programa específico para o relógio, que aciona o módulo RTC, onde a tela de programação é apresentada na Figura 34, sendo a data e hora inseridas nas linhas marcadas. A programação é apresentada no APÊNDICE B.

```

1 //Programa : Relogio com modulo RTC DS1307
2 //Autor : FILIPEFLOP
3
4 //Carrega a biblioteca do RTC DS1307
5 #include <DS1307.h>
6
7 #define SDA 16 //16//A4 //SERIAL DATA (TX)
8 #define SCL 17 //17//A5
9 //Modulo RTC DS1307 ligado as portas A4 e A5 do Arduino
10 DS1307 rtc(SDA, SCL);
11
12 void setup()
13 {
14     //Aciona o relógio
15     rtc.halt(false);
16
17     // As linhas abaixo setam a data e hora do modulo
18     // e podem ser comentada apos a primeira utilizacao
19     rtc.setDOW(WEDNESDAY); //Define o dia da semana
20     rtc.setTime(17, 06, 0); //Define o horario
21     rtc.setDate(16, 11, 2016); //Define o dia, mes e ano
22
23     //Definicoes do pino SQW/Out
24     rtc.setSQWRate(SQW_RATE_1);
25     rtc.enableSQW(true);

```

Figura 34: Setup do relógio externo.

4.2. Sensor de irradiação solar

Os dois tipos mais comuns de sensores de irradiação solar são os ópticos, que utilizam como elemento sensor um foto diodo ou célula solar e os térmicos.

A seguir serão apresentados os dois tipos desenvolvidos para este trabalho.

4.2.1. Sensor óptico

Os sensores ópticos convertem parte da irradiação solar incidente diretamente em eletricidade. Respondem imediatamente a qualquer sinal de luz incidente, porém apresentam dificuldade em captar os comprimentos de onda no vermelho e infravermelho.

Como elemento sensor, foi utilizado o foto diodo BPW-34 (MAXIM, 2008) produzido pela empresa *Vishay Semiconductors GmbH Germany*, que é um sensor miniatura de alta velocidade e alta sensibilidade e comprimento de onda na faixa de 430 a 1100 nm. Esse mesmo elemento sensor é utilizado no

radiômetro de alta precisão e resolução da marca Campbell (CAMPBELL, 2004).

A tensão de saída do foto diodo é na faixa de micro Volts. Por isso é necessária a construção de um circuito amplificador de sinal, Figura 35, capaz de prover um nível de sinal suficiente para as leituras efetuadas pelo micro processador Arduino.

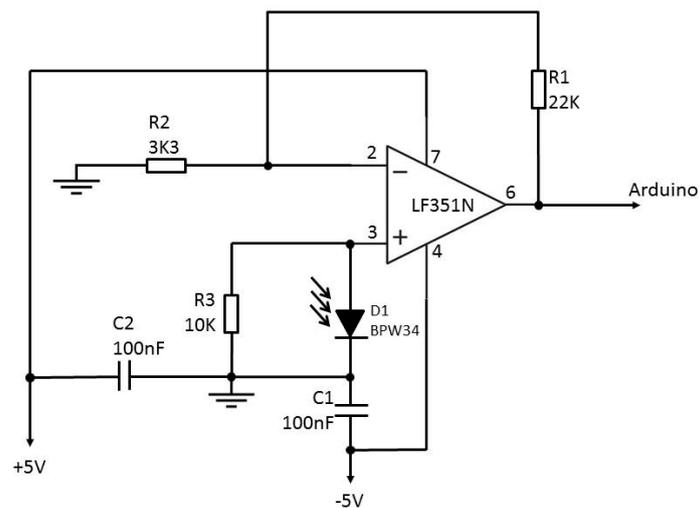


Figura 35: Circuito amplificador de sinal.

O circuito utiliza um amplificador operacional LF351N (TEXAS INSTRUMENTS, 1998) que eleva a tensão produzida pelo foto diodo D1 (BPW34).

Como a fonte de alimentação provoca ruídos no sistema eletrônico do sensor, os capacitores C1 e C2 são responsáveis pela filtragem desses ruídos.

Na porta 6 o sinal sai amplificado. O ganho do sistema é controlado pelos resistores R_1 e R_2 . Se o valor desses resistores for aumentado, aumenta-se o ganho de acordo com a Equação (3):

$$Gv = 1 + \frac{R_1}{R_2} \quad (3)$$

A porta 3 do amplificador operacional é a entrada não inversora alimentada pelo foto diodo BPW34, que tem seu sinal amplificado pelo LF351N.

A tensão de saída é calculada através da tensão de entrada (porta 2), amplificada pelo ganho,

$$V_{a,2} = V_{a,1} \times Gv \quad (4)$$

Como o foto diodo é na realidade uma foto célula, este gera uma tensão que varia de acordo com o nível de intensidade solar, conforme as curvas características do fabricante, onde esse nível de tensão é amplificado pelo LF351N. O fabricante deste amplificador operacional sugere a utilização de uma fonte simétrica para seu correto funcionamento e está descrita na Figura 36.

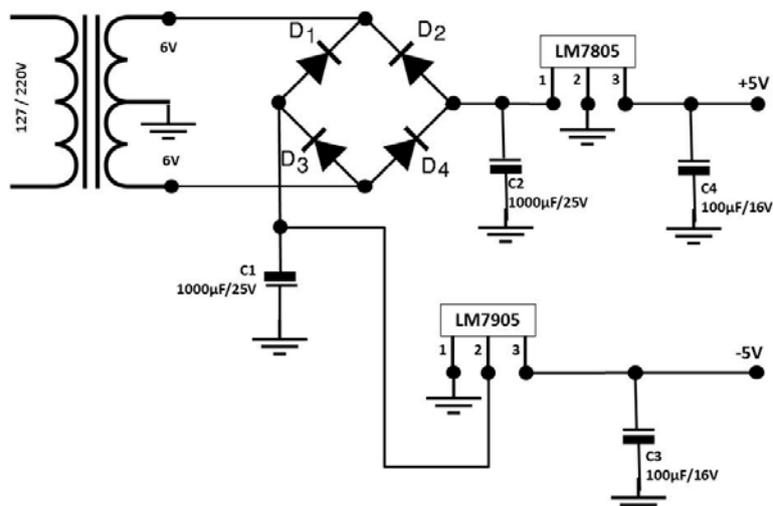


Figura 36: Fonte simétrica.

A ponte é composta D1, D2, D3 e D4 e são todos diodos 1N4007 promovendo retificação de onda completa e os capacitores C1, C2, C3, e C4 são filtros de onda.

Os circuitos LM7805 (TEXAS INSTRUMENTS, 2003) e LM7905 (TEXAS INSTRUMENTS, 2013) são reguladores de tensão, que fornecem na saída um nível estável requerido pelo amplificador operacional LF351N, mantendo valores de +5V e -5V em relação ao terra.

4.2.2. Sensor térmico (radiômetro)

Radiômetros são sensores capazes de medir a intensidade da radiação solar, normalmente na unidade de $[W/m^2]$.

Avallone (2013) e Avallone et al. (2014), um termopar do tipo “T” foi instalado na superfície externa do tubo evacuado. Este sensor registrou uma variação de temperatura com uma curva de perfil semelhante à curva de irradiação solar, Figura 37.

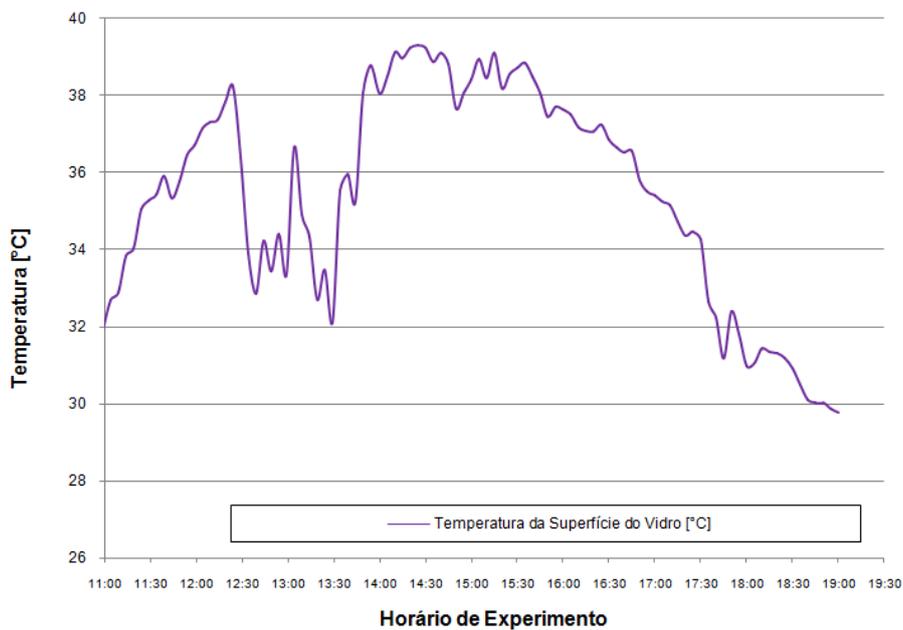


Figura 37: Registro das temperaturas na superfície do vidro.

Baseando-se nesse princípio, foi estudado um sensor térmico que tem o funcionamento análogo a um coletor solar de placa plana como mostrado na Figura 38, devendo ser calibrado para avaliar a irradiação solar incidente (AVALLONE et al. 2016; SCALON e OLIVEIRA, 2015). Os radiômetros medem a irradiação global com boa precisão.

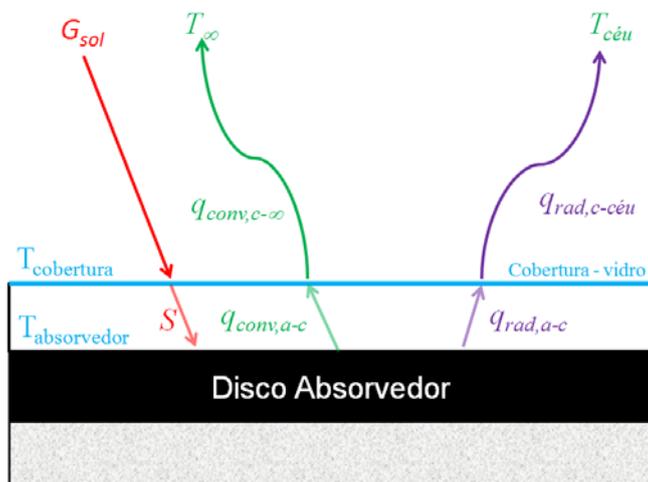


Figura 38: Esquema do balanço de energia do sensor.

4.2.3. Construção do radiômetro

Foram construídos dois protótipos do sensor e um deles em madeira utilizando termopares do tipo “T” (cobre-constantan), conforme Figura 39.

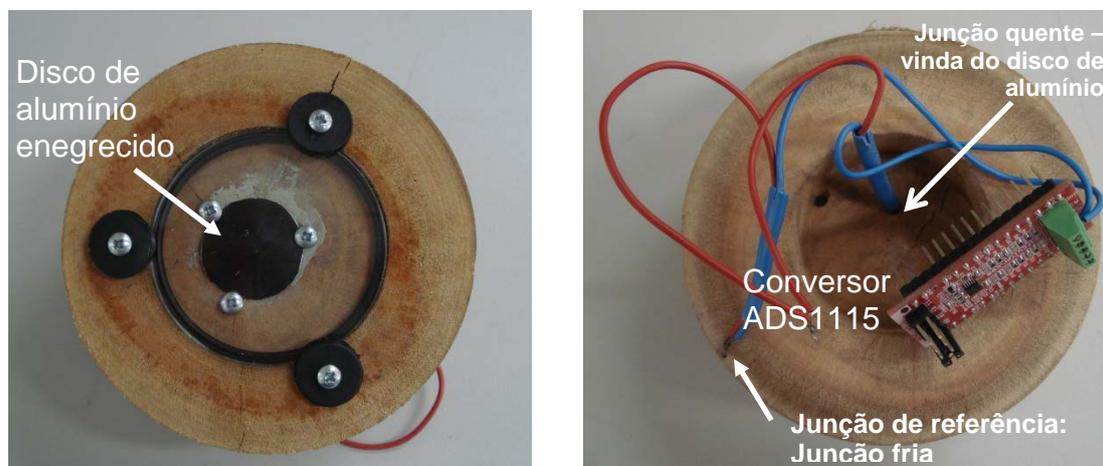


Figura 39: Sensor térmico – protótipo em madeira.

As primeiras medições apresentaram resultados satisfatórios, conforme Figura 40, pois a curva do radiômetro se comportou de forma semelhante à curva do sensor do IPMet (Instituto de Pesquisas Meteorológicas-Bauru).

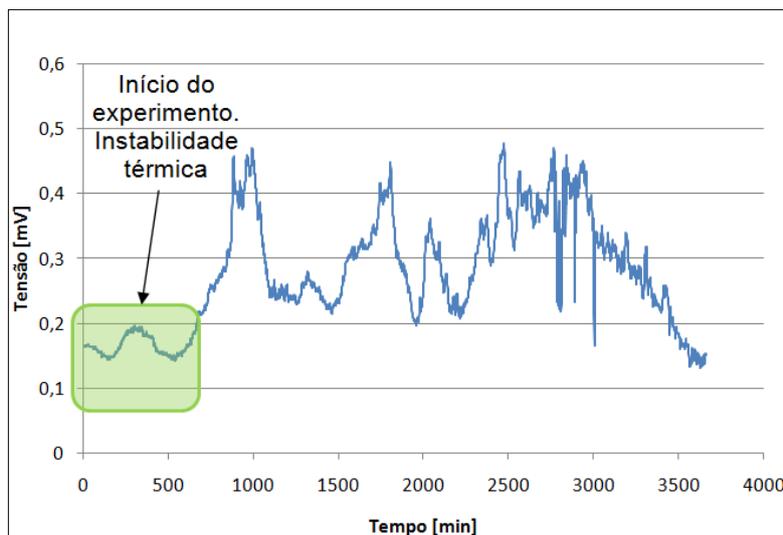


Figura 40: Curva de intensidade solar – protótipo em madeira.

A região em destaque, Figura 40, no início do experimento, refere-se à instabilidade do instrumento, pois o disco enegrecido de alumínio ainda não está em equilíbrio térmico. O tempo de equilíbrio térmico é de aproximadamente cinco minutos. A partir daí, os resultados são satisfatórios, comparados com a curva gerada pelo IPMet (Instituto de Pesquisas Meteorológicas), conforme Figura 41.

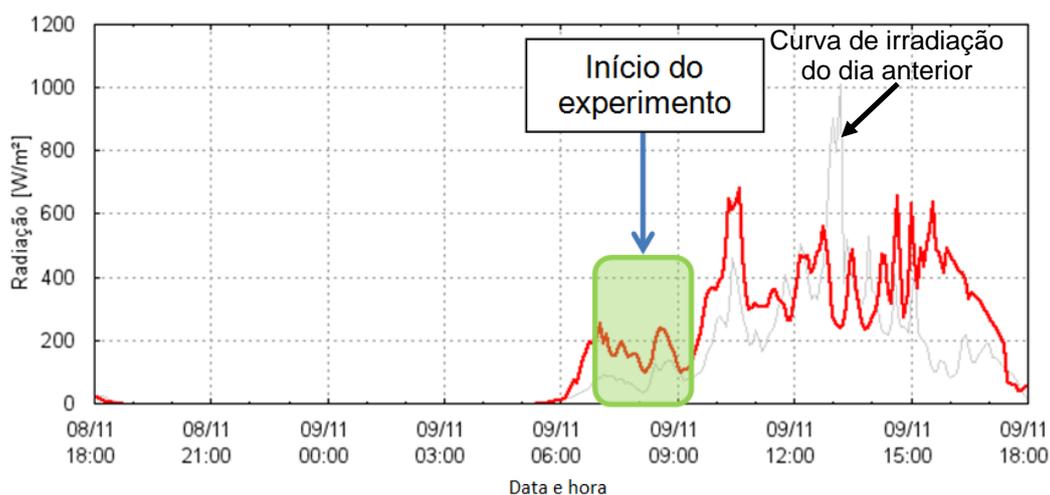


Figura 41: Curva do sensor do IPMet.

O segundo protótipo foi construído em Nylon usinado e o conversor analógico-digital foi instalado na cavidade interna do instrumento conectado a dois termopares do tipo “K” (cromel-alumel), Figura 42, para proteção do circuito eletrônico das intempéries. Esse termopar foi selecionado por apresentar

diferença de potencial maior para as mesmas diferenças de temperaturas em relação ao tipo “T”.

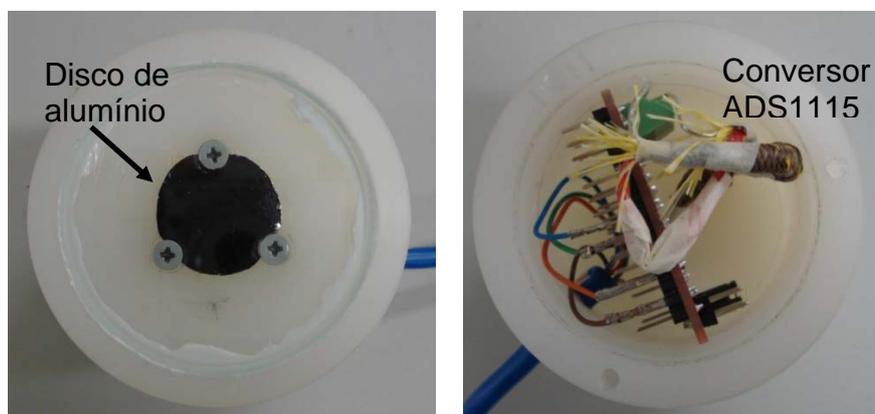


Figura 42: Sensor térmico – protótipo em Nylon.

Ao iniciar o experimento o equipamento funcionou corretamente, porém após algum tempo, apresentou resultados aleatórios. Ao chegar às 17:30h (18:30h no horário de verão), o equipamento registrou sinais negativos indicando que o disco de alumínio estava perdendo calor, ou seja, indicativo de noite. Como a situação não é verdadeira foi verificado que o corpo do instrumento se encontrava em alta temperatura gerada pelo aquecimento do conversor analógico-digital sem ventilação. A base foi aberta e a junção de referência (registro de baixa temperatura) foi exposta ao ar ambiente e o equipamento registrou medidas corretas. O gráfico dos sinais eletrônicos é apresentado na Figura 43.

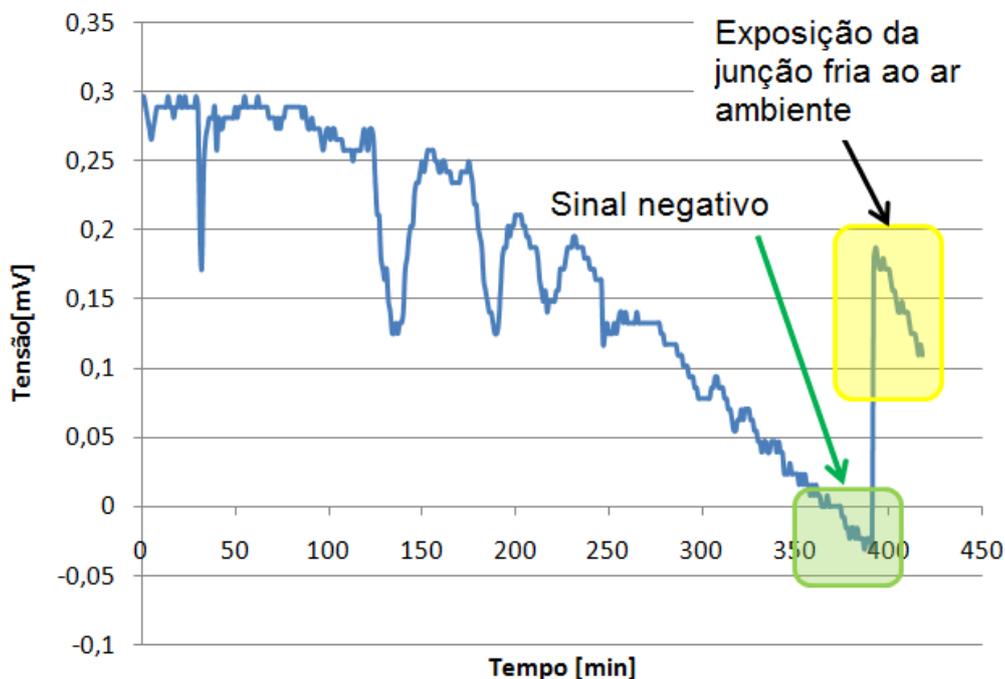


Figura 43: Curva de intensidade solar – protótipo de Nylon.

A curva do IPMet (Instituto de Pesquisas Meteorológicas) é apresentada na Figura 44.

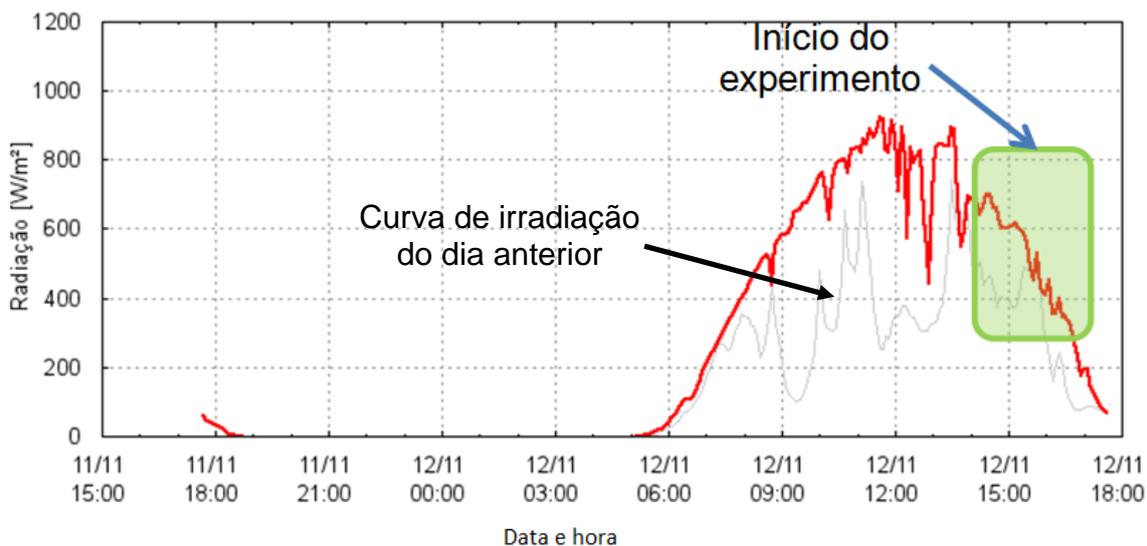


Figura 44: Curva do sensor do IPMet.

Para solucionar o problema de ventilação, evitando que as intempéries influenciem no funcionamento do conversor analógico-digital, foi construído o aparato apresentado na Figura 45.

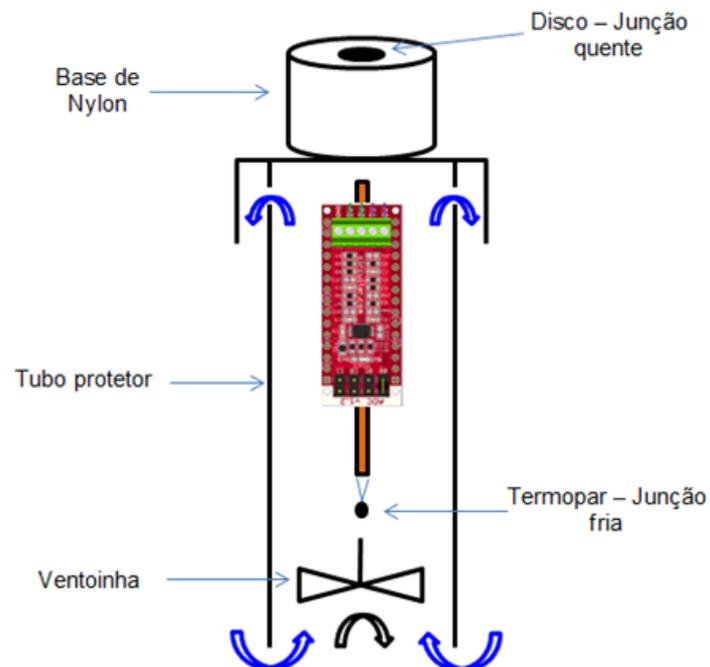


Figura 45: Ventilação do conversor analógico-digital.

O disco de alumínio enegrecido faz o papel do coletor solar plano e o termopar instalado abaixo dele e em contato físico capta a temperatura gerada pelo aquecimento solar. O espaço entre o vidro e o disco enegrecido é de 2mm, reduzindo assim a convecção natural do ar nesse espaço. As Figura 46 e Figura 47 ilustram a vista superior do equipamento construído.

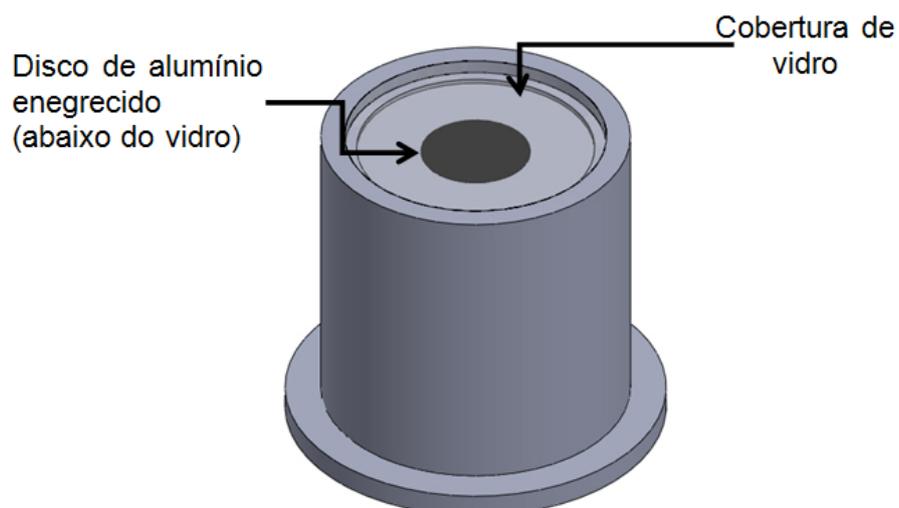


Figura 46: Equipamento construído.

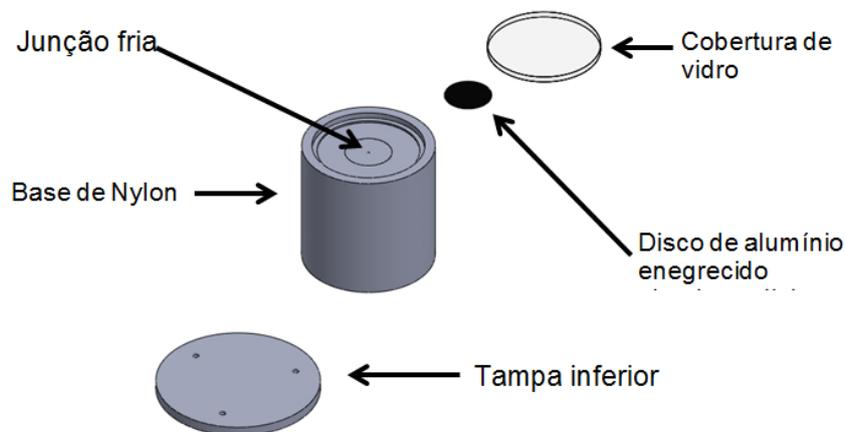


Figura 47: Perspectiva explodida – sensor térmico.

Como o sensor funciona com dois termopares ligados em série, existe um segundo termopar que mede a temperatura “fria”, ou seja, não está em contato com o disco de alumínio enegrecido. Esse tipo de configuração registra a diferença de voltagem entre as duas junções. A Figura 48 ilustra a conexão entre os dois termopares.

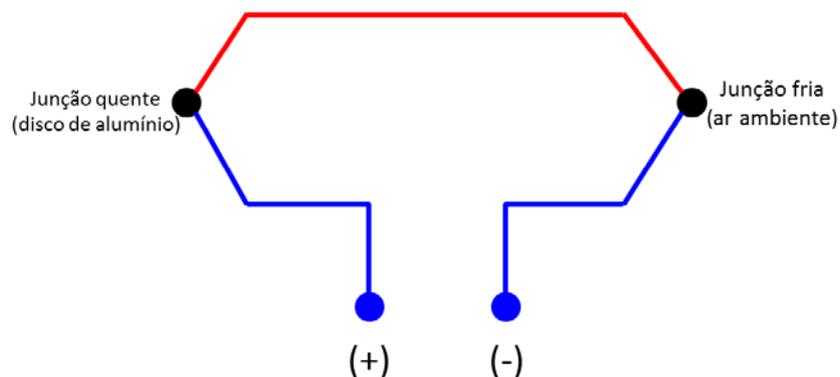


Figura 48: Conexão entre os termopares - termo pilha.

O sinal gerado pelas duas junções é da ordem de milivolts (mV), portanto é necessário um amplificador capaz de ler essa diferença de tensão. Os dois terminais, (+) e (-) são então conectados a um amplificador conversor analógico-digital modelo ADS1115, onde o sinal positivo é conectado à porta analógica A2 (fio oriundo do disco de alumínio) e o sinal negativo à porta analógica A3 (fio oriundo do termopar exposto ao ar ambiente). O conversor ADS1115 é então conectado à placa Arduino através da configuração ilustrada na Figura 49.

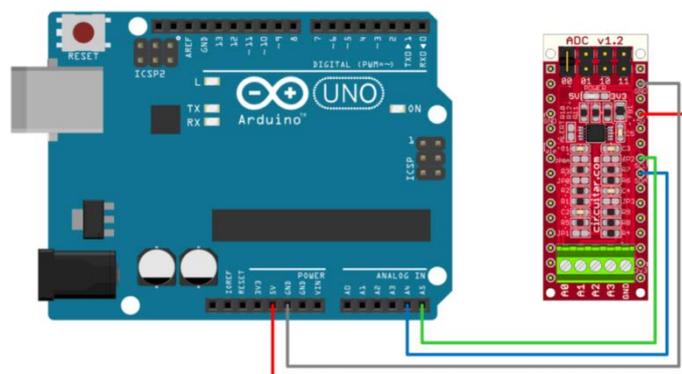


Figura 49: Conversor ADS1115 x Arduino.

A programação utilizada para leitura da referida diferença de tensão é apresentada no APÊNDICE C.

4.2.4. Calibração do radiômetro

A calibração definitiva do sensor foi realizada no IPMet (Instituto de Pesquisas Meteorológicas - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” - UNESP-Bauru), instalando o sensor térmico ao lado do sensor do Instituto e os sinais gerados pelos dois equipamentos foram gravados para geração da curva de calibração.

Instalação do sensor térmico em calibração no IPMet é apresentado nas Figuras 50 e 51.



Figura 50: Sensor térmico em calibração.



Figura 51: Equipamento aberto.

Para a calibração, foi gerada a nuvem de pontos referentes aos dois equipamentos, conforme Figura 52.

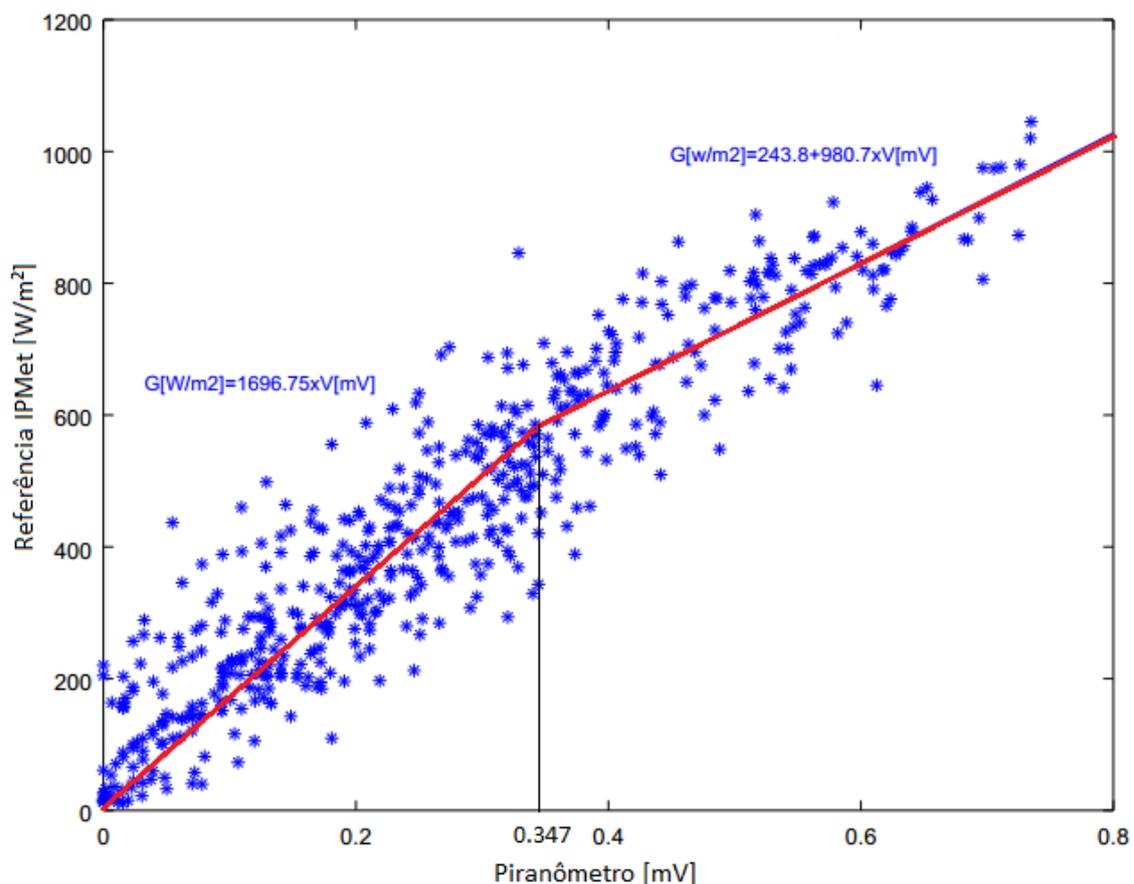


Figura 52: Conjunto de pontos - calibração.

Para uma melhor representatividade da calibração foram geradas duas retas médias, quais sejam, Equação (5) da concentração de pontos para

variação de tensão de 0 – 0,347 mV e a Equação (6) para os pontos restantes, a partir da tensão de 0,347 mV.

$$G[W/m^2] = 1696,75 \times V[mV] \quad (5)$$

$$G[W/m^2] = 243,8 + 980,7 \times V[mV] \quad (6)$$

As duas equações de calibração geradas foram introduzidas na programação do Arduino (APÊNDICE A) sendo possível varrer todo o espectro de medições do instrumento estudado e o erro padrão do radiômetro em relação do equipamento do IPMet é de 1,88 W/m².

A comparação entre as curvas de irradiação dos dois equipamentos (sensor térmico e IPMet) é apresentada na Figura 53.

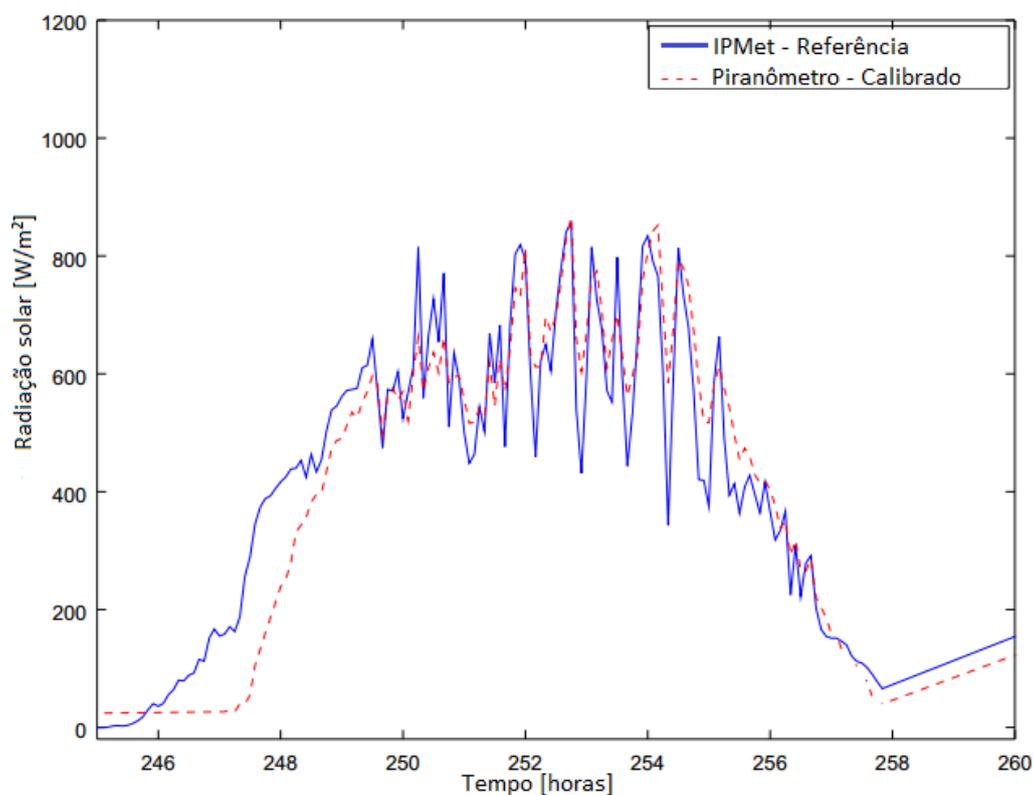


Figura 53: Curvas de irradiação referente ao dia 11/01/2016 das 06:00 às 18:00h.

O equipamento instalado no IPMet é da marca Campbell Scientific Inc., modelo LI200X, faixa espectral de 400 – 1100 nm, resistor shunt¹ ajustável de 40,2-90,2Ω, sensibilidade 0,2 KW/m².mV e do tipo fotodiodo, o que proporciona um rápido tempo de resposta. O referido equipamento registra a irradiação solar anualmente, a partir da hora zero do primeiro dia do ano. Assim, as decorridas 246 horas, como apresentadas na Figura 53, corresponde a calibração realizada no dia 11/01/2016, a partir das 06:00h (246 horas) até às 18:00h (258 horas).

O radiômetro aqui construído funciona pelo princípio térmico de aquecimento de uma superfície metálica enegrecida.

No início do dia, o disco de alumínio ainda está frio decorrente da perda de calor no período noturno, ou seja, antes de 246 horas. Ao receber irradiação solar no período da manhã, o equipamento registra elevação no sinal, mas com um relativo alto tempo de resposta, observado na Figura 53 no intervalo de 247 a 249 horas. A partir de 249 horas, os instrumentos passam a medir com pequeno erro, pois o disco de alumínio entrou em regime térmico, ilustrado na Figura 53.

No final do dia, 255-258 horas, o radiômetro apresenta um comportamento análogo ao equipamento de referência. O sensor do IPMet é do tipo foto voltaico o que proporciona menor tempo de resposta. Além disso, o ângulo de captação de irradiação solar em relação ao Zênite é maior neste instrumento, Figura 54, pois há uma semi-esfera de vidro opaco protegendo o sensor foto voltaico. O sensor térmico, por sua vez, capta a radiação solar de forma análoga ao próprio coletor e tende a apresentar medidas mais próximas da irradiação efetivamente captada.

¹ Resistor shunt: Dispositivo de precisão (resistor), também conhecido como derivador de corrente. Utilizado para ampliar a escala de medição.

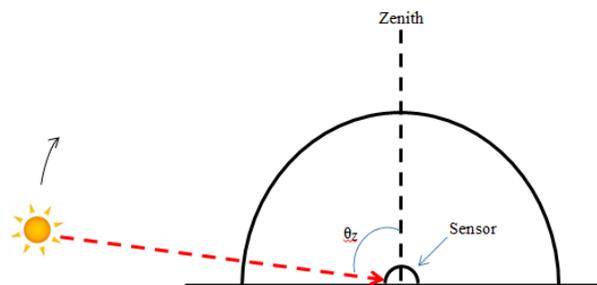


Figura 54: Ângulo de Zenith.

Como os instrumentos operam com princípios diferentes espera-se uma pequena divergência entre eles. Apesar disso, a curva de calibração mostrou uma pequena dispersão dos pontos experimentais e um baixo valor de erro previsto para um nível de confiança de 99%. Contribuiu para isso também o grande número de pontos experimentais utilizados.

Baseando-se no modelo matemático, Scalon e Oliveira (2015) desenvolveram uma simulação utilizando o pacote GUI OCTAVE, baseando-se no comportamento de um radiômetro em condições previamente estabelecidas, descritas na Tabela 2, com irradiação solar incidente em um pequeno disco de alumínio enegrecido de 20 mm de diâmetro e espessura de 0,1 mm.

Tabela 2 - Condições básicas para solução transiente.

$W=0,01$ m	$H=0,01$ m	$S=800$ W/m ²	$(\tau\alpha) = 0,98$
$T_a = 27,5^\circ\text{C}$	$T_{ceu}=30^\circ\text{C}$	$L=0,001$ m	$V_v=1$ m/s

Com isso, foi testada a influência do material da placa receptora do sensor (disco de alumínio) na resposta do equipamento. Os resultados da simulação são apresentados na Figura 55.

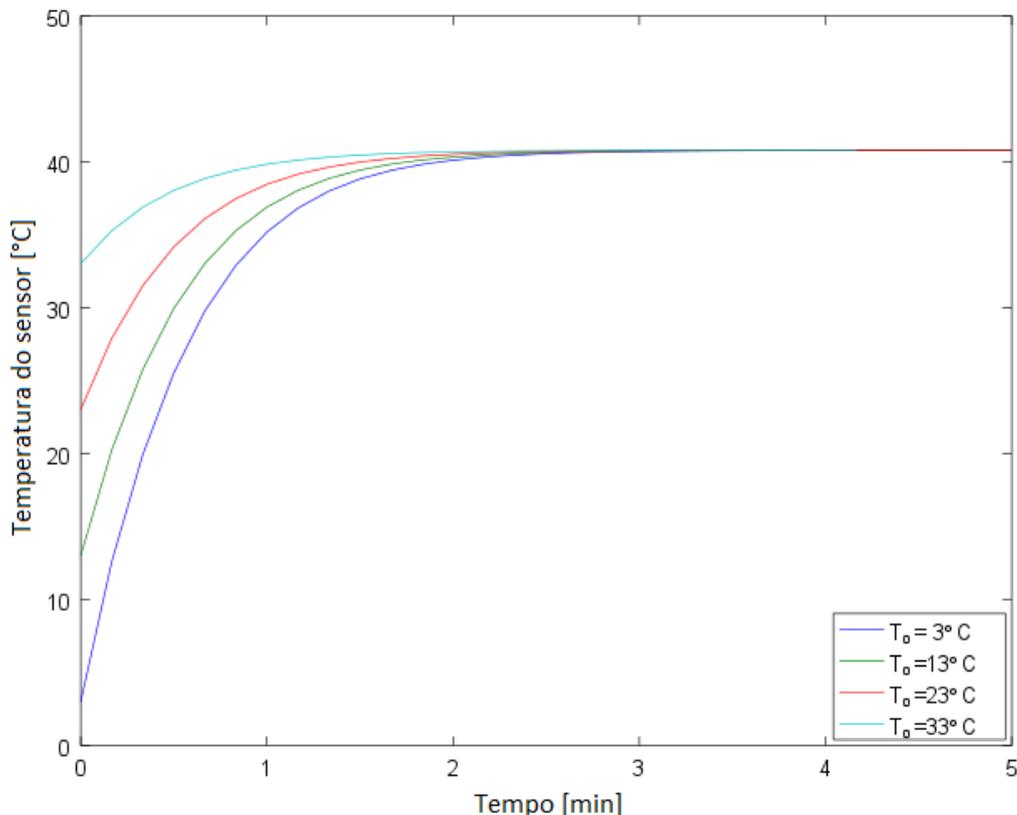


Figura 55: Análise numérica do tempo de resposta do instrumento.

O tempo de resposta do instrumento, a uma temperatura inicial $T_0 = 3^\circ\text{C}$ é de aproximadamente 2,5 minutos para chegar à temperatura de equilíbrio. À medida que a temperatura inicial aumenta, o tempo de resposta diminui, conforme é verificado na Figura 55. Aumentando a temperatura inicial para $T_0 = 33^\circ\text{C}$, o tempo para alcançar o equilíbrio é de aproximadamente 1,5 minutos, comprovando os resultados obtidos na Figura 55.

Após o desenvolvimento dos sensores óptico e térmico, optou-se pelo sensor térmico, pelo fato desse sensor possuir um comportamento análogo a de um coletor solar e ter melhor capacidade de captar a irradiação difusa.

4.3. Sonda térmica

Para a medição da estratificação térmica no interior do reservatório, foi necessária a construção de uma sonda térmica composta de 30 sensores de temperatura instalados em um tubo de PVC de diâmetro de 25,4 mm, com espaçamento ΔH de 50 mm entre sensores, conforme Figura 56 (a) e (b).



(a)
Figura 56: a) Sonda térmica – v.1; b) Montagem da sonda térmica.

A sonda é instalada no reservatório pela região superior e roscada, conforme Figura 57:



Figura 57: Local de instalação da sonda térmica.

A montagem apresentada na Figura 56 (versão 1) funcionou corretamente, porém um dos sensores queimou, paralisando todos os demais. Como todos os sensores foram montados de forma hermética, ou seja, lacrados ao tubo de PVC, isso impossibilitou a abertura e reparo do equipamento, inutilizando toda a sonda.

Uma segunda sonda (versão 2) foi construída com os cabos instalados externamente ao tubo, Figura 58 resolvendo o problema de manutenção ocasionado na sonda anterior.



Figura 58: Sonda térmica – v. 2.

Para que os sensores Dallas (DS18B20) fiquem estanques, cada um deles foi encapsulado por um tubo de cobre e lacrado dos dois lados, Figura 59.

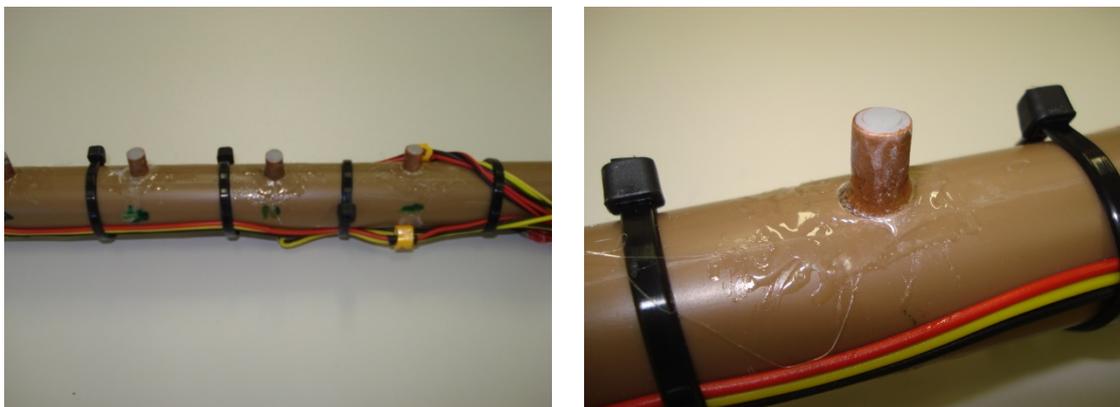


Figura 59: Sensores encapsulados.

Mesmo utilizando a montagem apresentada na Figura 59, ao mergulhar a sonda no reservatório térmico, esta apresentou leituras inconsistentes. Foi então verificado que a água, que está a uma pressão maior que a pressão ambiente, provocou curto-circuito nos terminais de cada sensor.

Após vários testes e tentativas de solucionar o problema, foi escolhido um novo método de construção da sonda (versão 3), descrito a seguir.

Cada sensor foi instalado no interior de um poço termométrico totalmente vedado por solda de estanho, conforme apresentados nas Figuras 60 e 61.

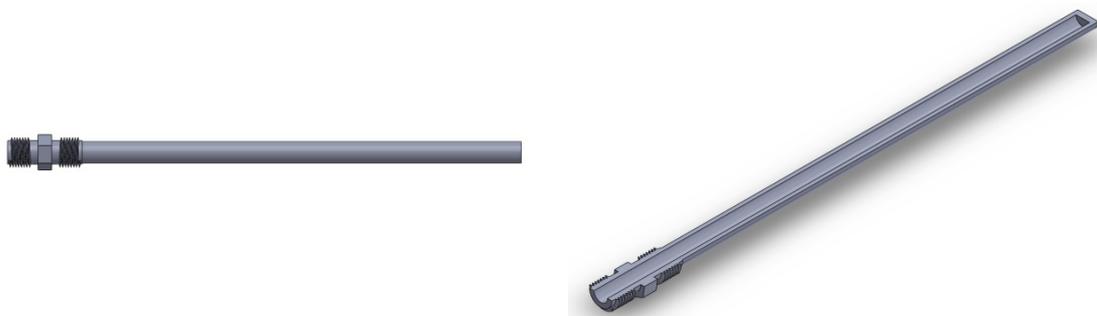


Figura 60: Poço termométrico: vista geral e em corte.

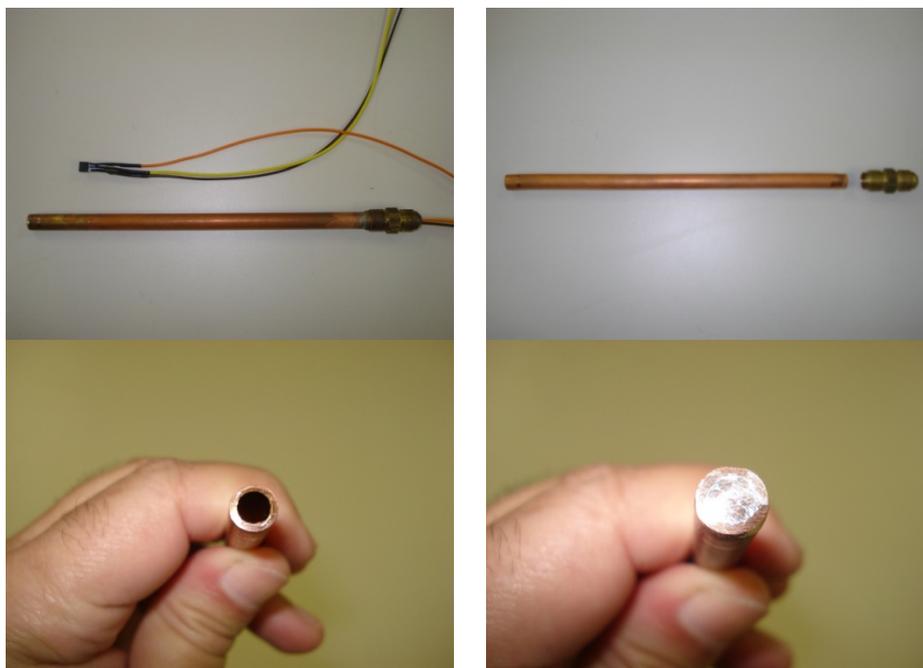


Figura 61: Montagem do poço termométrico.

Cada poço termométrico foi preenchido completamente com pó de alumina para melhorar a condução térmica entre a parede de cobre e o sensor de temperatura. Cada poço foi parafusado no casco do reservatório térmico, com espaçamento de 50 mm entre si, conforme Figura 62.

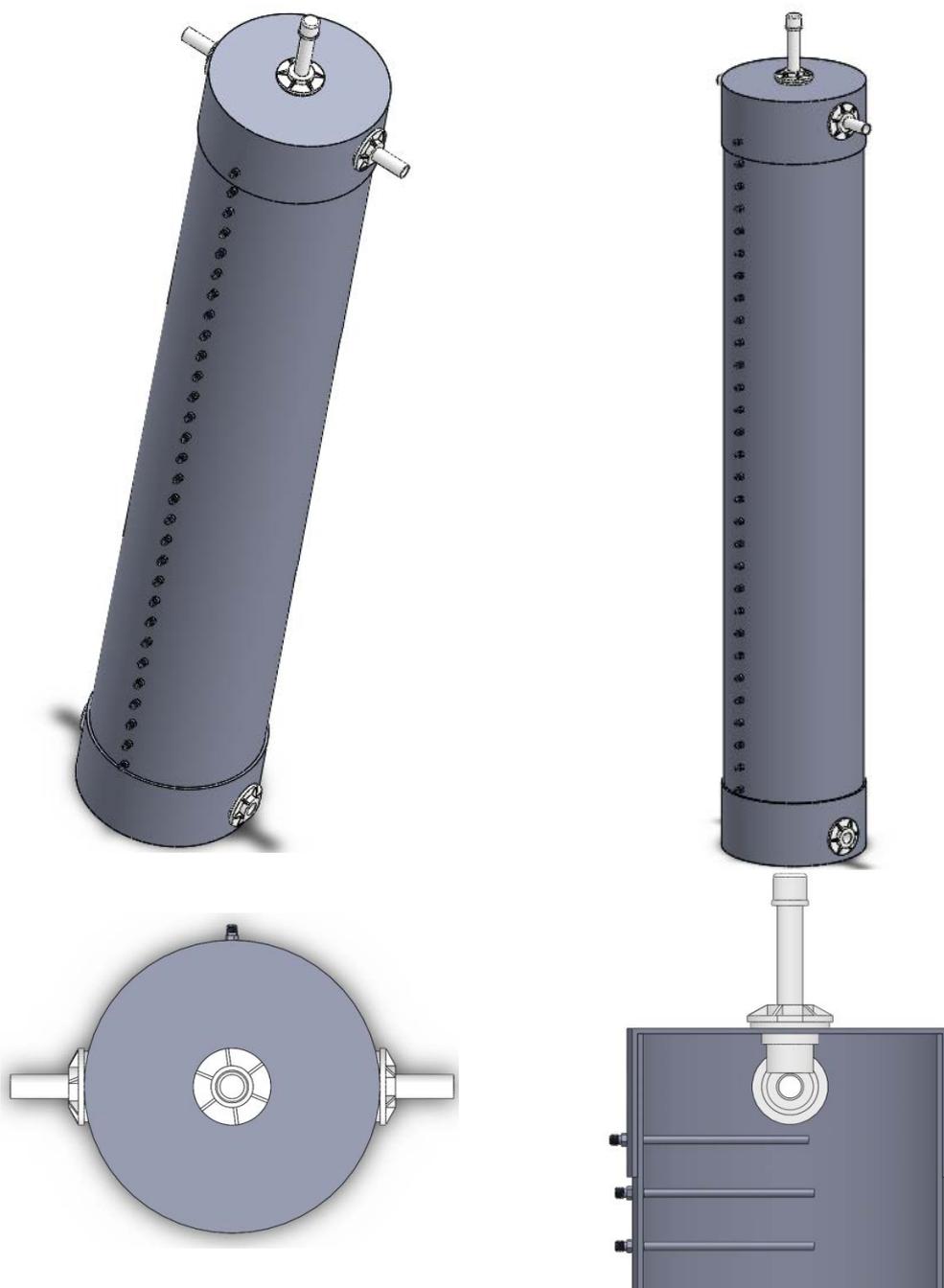


Figura 62: Posição de instalação dos poços termométricos (sonda - v. 3).

Com essa instalação, todos os terminais elétricos foram conectados pela parede externa do reservatório eliminando definitivamente o contato elétrico com a água.

Os sensores utilizados foram do tipo Dallas DS18B20 (Figura 63), que são sensores digitais e possibilitam a leitura multiplexada, ou seja, todos os dispositivos são lidos de uma só vez em intervalos de tempo pré-determinados

pela programação e as temperaturas são gravadas no sistema de aquisição de dados.

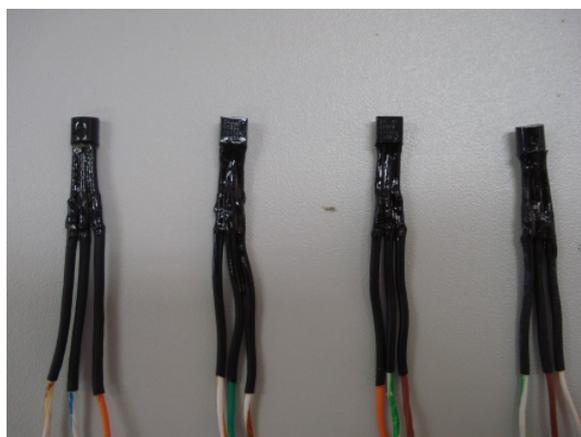


Figura 63: Sensores Dallas DS18B20.

Cada sensor possui um endereço lógico do tipo 0x28, 0x6E, 0xDA, 0x32, 0x03, 0x00, 0x00, 0x86 em hexadecimal fornecido pelo fabricante. Dessa forma, é necessária a identificação lógica gerada pelo fabricante em cada sensor para que as leituras sejam realizadas. O sensor Dallas tem uma biblioteca própria chamada de *OneWire* e deve estar contida nas bibliotecas do Arduino. A programação de identificação é descrita por Luijten (2014) e é apresentada no APÊNDICE D.

Como o fluido no interior do reservatório está estratificado, essa condição é medida em cada passo de tempo “t” para cada elemento ΔH .

A sonda térmica é conectada à placa Arduino MEGA através do sinal de dados (*DATA Arduino*) no pino 30, conforme Figura 64. É necessária a utilização de um *resistor Pull-up*² de $4K7\Omega$ para que a placa Arduino possa polarizar os sensores Dallas. Os terminais *GND* e *VDD +5V* são conectados aos pinos *GND* e *+5V* do Arduino, respectivamente.

² *Resistor Pull-up*: Usado no projeto de circuitos lógicos eletrônicos para garantir que entradas para sistemas lógicos se ajustem em níveis lógicos, se dispositivos externos são desconectados.

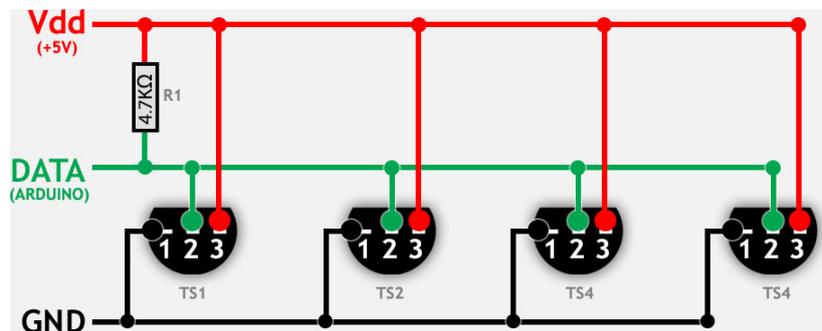


Figura 64: Conexão para a sonda térmica (LUIJTEN, 2014).

Como o sistema é multiplexado, a sonda é conectada à placa MEGA por três fios, eliminando desta forma a inconveniência de muitos fios utilizados em sistemas analógicos.

Com a sonda térmica instalada verticalmente no casco do reservatório com o sensor no centro da massa líquida, é possível obter os perfis de temperaturas, possibilitando assim a análise da estratificação térmica. A programação utilizada é a do próprio Arduino, que se baseia na linguagem C/C++.

A Figura 65 apresenta o reservatório térmico instalado ao coletor cilíndrico.



Figura 65: Sensores instalados no casco do reservatório térmico.

4.4. Sensor de vazão

O dispositivo utilizado para a medição da vazão é um sensor de efeito Hall³, modelo YF-S401, com faixa de trabalho de 0,1 – 4,5 Litros/min com conexão de ¼”, voltagem de alimentação de 5V DC e pressão $\leq 0,8 \text{ MPa}$ apresentado na Figura 66.



Figura 66: Sensor de vazão.

A calibração do sensor de vazão foi realizada utilizando uma caixa d'água a nível constante, conforme Figura 67. A água, ao passar pelo sensor de vazão, gira a turbina em seu interior emitindo pulsos, que são enviados ao computador que os registra. O volume de água é coletado pela proveta em um intervalo de 1 minuto.

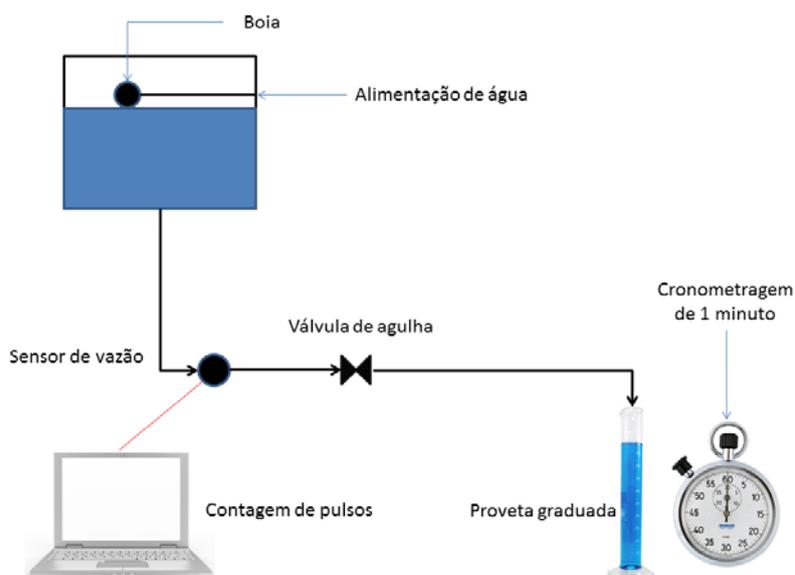


Figura 67: Equipamento para calibração – sensor de vazão.

³ Sensor de Efeito Hall: Transdutor que, quando sob a ação de um campo magnético, responde com uma variação em sua tensão de saída.

No total foram realizadas 73 medições e a curva de calibração correspondente é apresentada na Figura 68 e dada por:

$$AV \text{ [Litros/min]} = 0,0107 \times \text{Resposta} \text{ [pulsos/s]} + 0,0712 \quad (7)$$

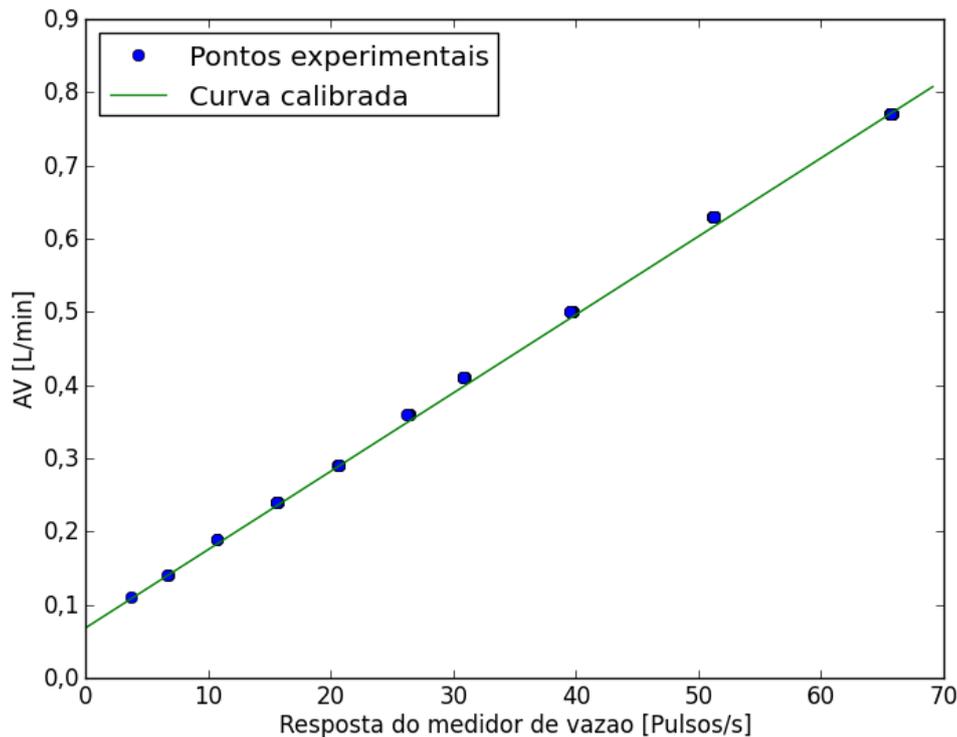


Figura 68: Curva de calibração – sensor de vazão.

4.5. Anemômetro

Para a medição da velocidade do ar sobre o coletor, foi utilizado um anemômetro do tipo concha. Na quantificação da velocidade, Pindado et al. (2014) apresentaram as Equações, que avaliam o coeficiente de arrasto,

$$K = \frac{V}{\omega \cdot R} = \frac{K_d + 1}{K_d - 1} \quad (8)$$

O fator K_d é obtido em função das características aerodinâmicas da concha e os coeficientes aerodinâmicos $c_{D1} = 1,42$ e $c_{D2} = 0,38$ são o coeficiente de arrasto na área frontal e traseira da concha, respectivamente, apresentados por Munson et al. (2009):

$$K_d = \sqrt{\frac{c_{D1}}{c_{D2}}} \quad (9)$$

Essas equações foram inseridas na programação para a medição da velocidade do ar (APÊNDICE A).

4.6. Concentrador CPC

Como espelho concentrador foi utilizado um material plástico refletor, com as características apresentadas na Tabela 3:

Tabela 3 - Características do espelho concentrador

ρ_r	Refletividade adotada do material para o CPC ⁴	0,7
C	Relação de concentração calculada para o CPC	1,1460
γ	Fator de correção da radiação difusa calculada	0,9853
τ_{CPC}	Transmissividade calculada para o CPC	0,9571
n_{med}	Número médio de reflexões calculado para o CPC	0,1228
L	Comprimento do CPC	1,80 m
W	Largura do CPC	0,14 m

A curva do concentrador CPC foi construída utilizando a programação do software OCTAVE descrita no APÊNDICE E.

O gráfico gerado pela referida programação é a própria curva do concentrador CPC (Figura 69).

⁴ Neste trabalho, adotou-se a refletividade 0,7 pela condição do espelho refletor ser de material plástico de baixa refletividade, conforme definido no APÊNDICE F.

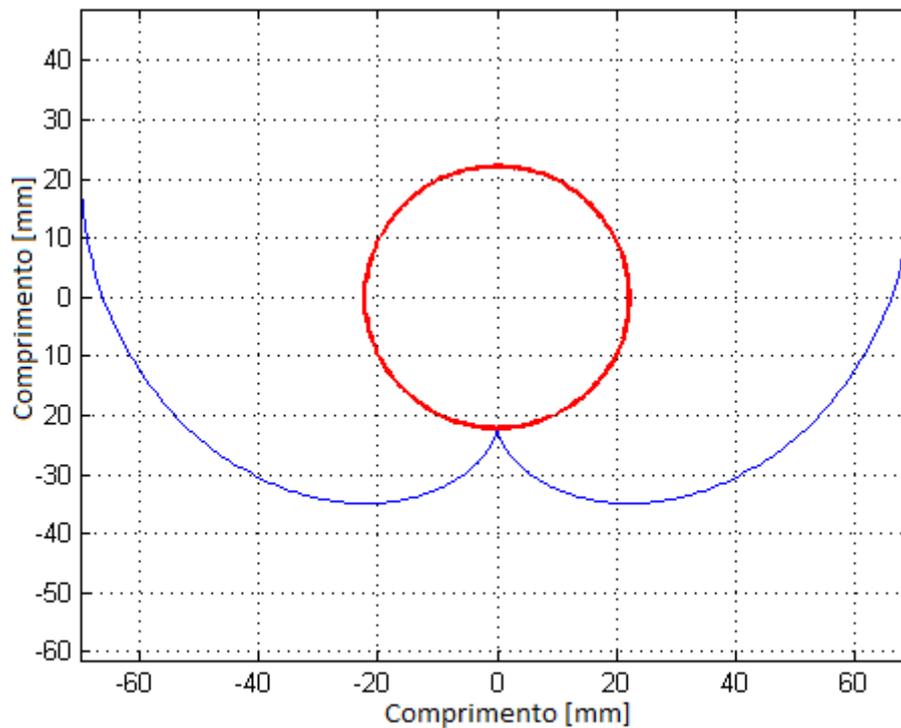


Figura 69: Curva do concentrador CPC gerada pelo software Octave.

Para a certificação de que os cálculos da curvatura CPC estejam corretos, foi construído o seguinte aparato experimental fazendo incidir um feixe laser nos pontos mais críticos (Figura 70):

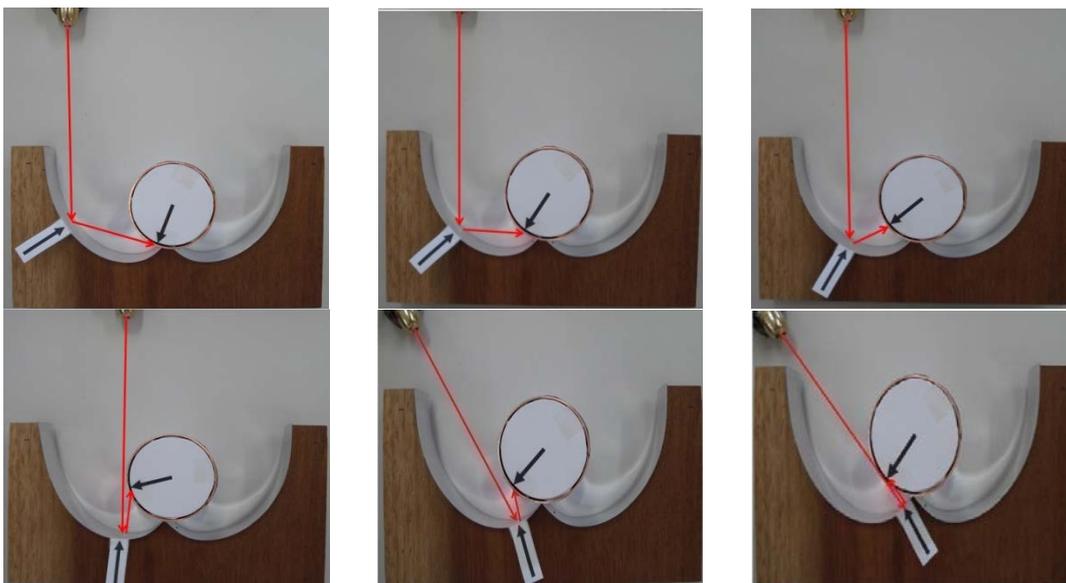


Figura 70: Experimento com CPC utilizando laser.

As imagens mostram que mesmo em ângulos solares de difícil reflexão, os raios são concentrados para o tubo central, aumentando assim a concentração solar e o respectivo aumento de temperatura.

Capítulo 5 - Métodos: Análise térmica

Os resultados experimentais obtidos para a eficiência térmica do coletor pela Primeira Lei da Termodinâmica foram comparados com as equações apresentadas por Kalogirou (2009) e os procedimentos de cálculo de transferência de calor utilizados e desenvolvidos por Incropera et al. (2008), são apresentados no APÊNDICE F.

5.1. Energia térmica útil absorvida pelo coletor

Para o cálculo da energia útil absorvida pelo coletor é utilizada a equação simplificada da Primeira Lei da Termodinâmica, calculada como:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_q - T_f) \quad (10)$$

5.2. Energia térmica incidente no coletor

A energia térmica incidente no coletor é dada por:

$$\dot{Q}_i = A_a \cdot G_t \quad (11)$$

5.3. Energia térmica acumulada pelo coletor

A energia térmica acumulada é obtida pela integral das energias transientes ao longo do período da análise,

$$E_{acu} = \int_0^t \dot{Q}_{u,i} \cdot dt_i \quad (12)$$

5.4. Eficiência térmica do coletor solar

Para estimar a eficiência térmica do coletor solar, como proposto neste trabalho, são utilizados os procedimentos de cálculo descritos por Kalogirou (2009), baseados nos livros clássicos de transferência de calor Incropera et al. (2008) e Kreith e Bohn (2002).

Neste trabalho, define-se ξ a como eficiência tanto pela Primeira como pela Segunda Leis da Termodinâmica, para se avaliar um sistema ou um sub-sistema, dependendo da maneira como se calcula o \dot{Q}_u .

$$\xi = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} \quad (13)$$

Uma aplicação da Equação (13) foi apresentada por Padilha (1983), o qual utiliza as equações da energia e da exergia para avaliar o armazenamento de óleo aquecido no interior de um reservatório, proveniente de um sistema de concentradores solar. O referido autor calcula a eficiência (ξ), para sistema pela Equação (13), onde \dot{Q}_u é calculado pela Equação (10), Primeira Lei (η), enquanto que para Segunda Lei (φ), utiliza a Equação (27). O \dot{Q}_i é calculado pela Equação (11), que é a energia incidente no coletor solar. No caso das eficiências para o armazenador, tanto pela Primeira como Segunda Leis da Termodinâmica, utilizou-se \dot{Q}_i como a máxima energia armazenada, ou seja, à temperatura máxima de entrada do óleo no tanque.

5.5. Características de coletor solar

Segundo Duffie e Bekman (1980), Kalogirou (2009) e o desenvolvimento teórico no APÊNDICE F, a eficiência térmica de coletor solar pode ser representada pela relação:

$$\eta = F_R \cdot \frac{S}{G_t} - F_R \cdot \frac{A_r}{A_a} \cdot U_P \cdot \frac{(T_f - T_a)}{G_t} \quad (14)$$

Na representação gráfica, os valores experimentais da eficiência em função de $(T_f - T_a)/G$ e aplicando-se uma regressão linear, o ponto de intersecção da reta no eixo da eficiência (η) corresponde a $F_R \cdot S/G_t$, enquanto que sua inclinação é calculada por $F_R \cdot U_P \cdot A_r/A_a$.

Para a construção de um diagrama $\bar{\eta} \times \overline{(T_f - T_a)}/G$, são utilizados valores médios, calculados a cada 30 minutos no período de 11:00 e 15:00 horas, ou seja:

$$\bar{\eta} = \frac{\sum_j \dot{Q}_{u,j} \cdot \Delta t_i}{\sum_j \dot{Q}_{i,j} \cdot \Delta t_i} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{u,j} \cdot dt_i}{\int_0^t \dot{Q}_{i,j} \cdot dt_i} \quad (15)$$

$$\overline{\left(\frac{T_f - T_a}{G_t}\right)} = \frac{\int_0^t (T_{f,j} - T_{a,j}) \cdot dt_i}{\int_0^t G_{t,j} \cdot dt_i} \quad (16)$$

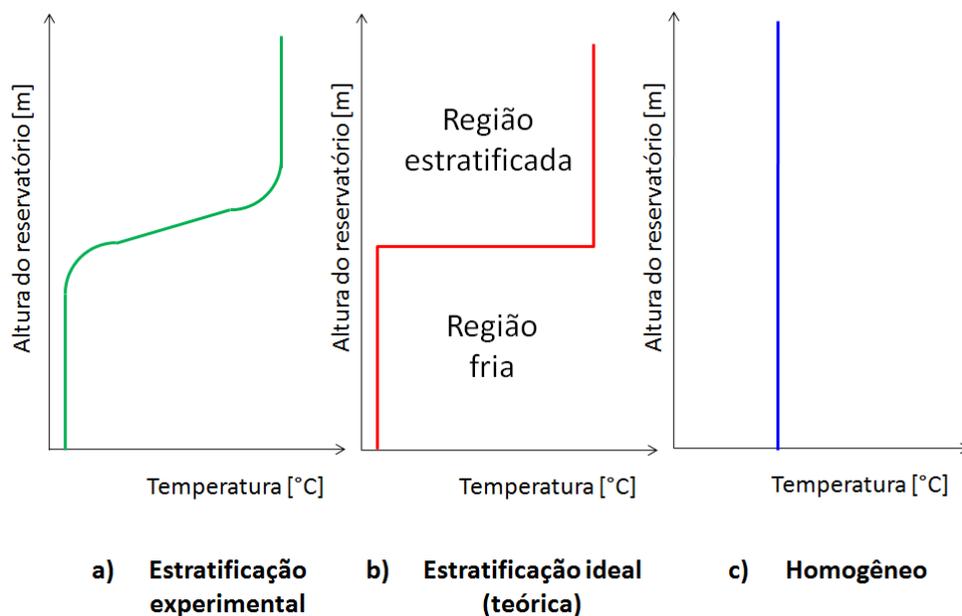
5.6. Eficiência de estratificação térmica e perfis de temperaturas no reservatório

Para avaliar a estratificação térmica no reservatório são considerados três perfis de temperaturas: experimental, homogêneo e estratificado.

- **Perfil de temperaturas experimentais:** obtido diretamente pela leitura dos sensores da sonda térmica;
- **Perfil de temperaturas homogêneas:** obtido considerando, pela Primeira Lei da Termodinâmica, que o reservatório apresenta a mesma energia que a do perfil de temperaturas experimental e assim tem-se a temperatura média homogênea como,

$$T_{hom} = \frac{\int_0^z (\rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot T_{z,t}) \cdot dz}{\rho \cdot c_p \cdot V} \quad (17)$$

- Perfil de temperaturas estratificado:** obtido considerando que o reservatório apresenta a mesma energia tanto para os perfis estratificados como homogêneo, porém composto por diferentes regiões. A região superior, denominada estratificada, com temperatura uniforme e igual a temperatura máxima e a região inferior, denominada fria, com temperatura igual a mínima. As temperaturas mínima e máxima referem-se para cada experimento. As Figuras 71 (a), (b) e (c) ilustram os referidos perfis de temperaturas.



Figuras 71: Perfis de temperaturas no reservatório.

O volume da região estratificada foi obtido igualando-se a energia, pela Primeira Lei da Termodinâmica, do armazenamento homogêneo com a do armazenamento estratificado, sendo V , o volume total do reservatório,

$$V_{est} = V \cdot \frac{\rho \cdot c_p \cdot T_{hom} - \rho \cdot c_p \cdot T_{min}}{\rho \cdot c_p \cdot T_{max} - \rho \cdot c_p \cdot T_{min}} \quad (18)$$

Admitindo-se como referência os pontos médios dos volumes das regiões estratificada e fria, como apresentados na Figura 72, obtém-se as respectivas alturas, dadas pelas Equações:

$$Z_{est} = H - \frac{V_{est}}{2 \cdot A_{res}} \quad (19)$$

$$Z_{frio} = \frac{H - \frac{V_{est}}{A_{res}}}{2} \quad (20)$$

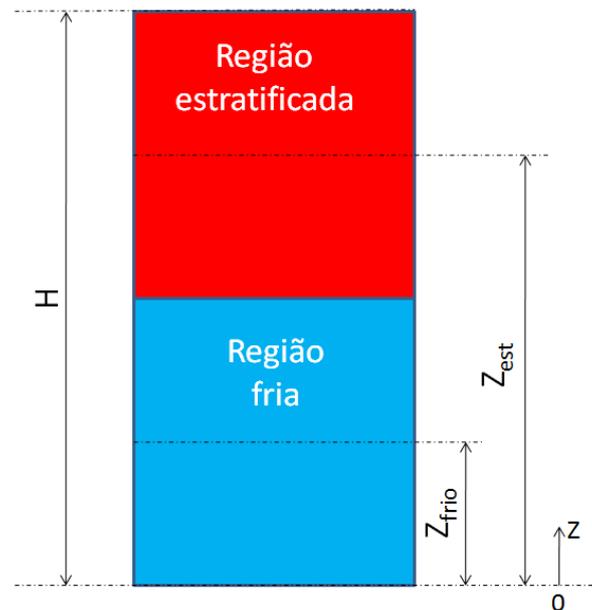


Figura 72: Volumes e alturas das regiões estratificada e fria.

5.7. Estratificação térmica do reservatório

A intensidade da estratificação pode ser avaliada pela espessura da termoclina, a qual é um volume de transição formado entre as regiões fria e quente no interior do reservatório.

A referida intensidade da estratificação de estratificação térmica foi definido por Davidson et al. (1994) e é avaliado por um coeficiente adimensional chamado número de MIX, o qual caracteriza o nível de mistura térmica das porções de água quente e fria no interior do reservatório de estocagem, ou seja, para obter a performance da estratificação, conforme Dragsted et al. (2017) e Wang et al. (2017),

$$MIX = \frac{M_{est} - M_{exp}}{M_{est} - M_{hom}} \quad (21)$$

onde, o parâmetro "M" é denominado "Momento de Energia", e é obtido multiplicando-se a energia de cada volume pela altura correspondente no reservatório.

Para apresentação gráfica, os referidos autores definem a eficiência da estratificação, que neste trabalho será chamado de eficiência da estratificação ou apenas (MIX'), pela Primeira Lei da Termodinâmica, conforme Equação (22):

$$MIX' = 1 - MIX \quad (22)$$

ou seja,

$$MIX' = 1 - \frac{M_{est} - M_{exp}}{M_{est} - M_{hom}} = \frac{M_{exp} - M_{hom}}{M_{est} - M_{hom}} \quad (23)$$

Para os perfis experimental, homogêneo e estratificado, têm-se,

$$M_{exp} = \sum_{z=1}^{30} \rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot T_{z,t} \cdot Z_z \quad (24)$$

$$M_{hom} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot V \cdot T_{hom} \cdot H}{2} \quad (25)$$

$$M_{est} = \rho \cdot c_p \cdot V_{est} \cdot T_{max} \cdot Z_{est} + \rho \cdot c_p \cdot (V - V_{est}) \cdot T_{min} \cdot Z_{frio} \quad (26)$$

onde, a altura de carregamento (calculada pelas posições médias) e a temperatura de cada elemento, referem-se às variáveis Z_z e $T_{z,t}$ respectivamente, conforme apresentado na Figura 73.

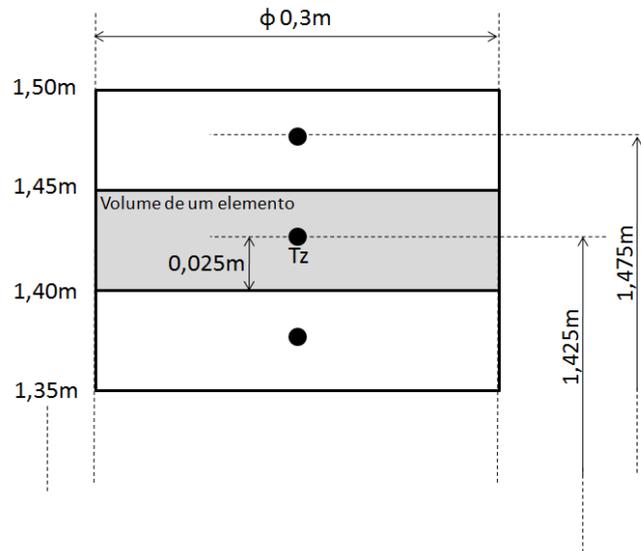


Figura 73: Exemplo de um volume elementar.

O número de MIX varia entre zero e 1, para o reservatório completamente estratificado e completamente homogeneizado, respectivamente, e o MIX' variando de forma inversa.

5.8. Capacidade de geração de trabalho em um reservatório térmico e proposta de eficiência para estratificação exérgica.

A estratificação térmica também pode ser avaliada utilizando a Segunda Lei da Termodinâmica pelo conceito de Exergia. Esse conceito é apresentado por Moran e Shapiro (2009) e outros livros de termodinâmica, adaptado para as equações desenvolvidas por Fabry (1962) e Equações (27) e (28), apresentadas por Padilha (1983), para as equações de exergia da água no interior de reservatório.

Dessa forma é possível determinar a variação exérgica da água em função dos perfis de temperaturas experimentais, homogêneo ou estratificado, entre qualquer instante e o instante inicial, ou seja:

$$\Delta E_{exp} = \sum_{z=1}^{30} \rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot \left[(T_z - T_{z,t_0}) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_z}{T_{z,t_0}} \right) \right] \quad (27)$$

$$\Delta \Xi_{hom} = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \left[(T_{hom} - T_{hom,t_0}) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{hom}}{T_{hom,t_0}} \right) \right] \quad (28)$$

onde $T_0 = 300K$ é a temperatura de referência da água no estado inicial.

Para a variação da exergia de estratificação, tem-se:

$$\begin{aligned} \Delta \Xi_{est} = \rho \cdot c_p \cdot \left\{ [V_{est,t} - V_{est,t_0}] \cdot \left[T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{max}}{T_0} \right) + (T_{max} - T_0) \right] \right. \\ \left. + [(V - V_{est,t}) - (V - V_{est,t_0})] \cdot \left[T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{min}}{T_0} \right) + (T_{min} - T_0) \right] \right\} \end{aligned} \quad (29)$$

que simplificada resulta:

$$\begin{aligned} \Delta \Xi_{est} = \rho \cdot c_p \cdot \left\{ V_{est,t} \cdot \left[T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{max}}{T_0} \right) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{min}}{T_0} \right) + (T_{max} - T_{min}) \right] \right. \\ \left. - V_{est,t_0} \left[T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{max}}{T_0} \right) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{min}}{T_0} \right) + (T_{max} - T_{min}) \right] \right\} \end{aligned} \quad (30)$$

assim, a variação da exergia de estratificação, resulta:

$$\Delta \Xi_{est} = \rho \cdot c_p \cdot [V_{est,t} - V_{est,t_0}] \cdot \left[(T_{max} - T_{min}) + T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_{max}}{T_{min}} \right) \right] \quad (31)$$

Neste trabalho, propõe-se também avaliar a estratificação térmica da água em reservatório à luz da exergia, comparando a variação exergética obtida experimentalmente com as variações exergéticas homogênea e estratificada, propondo-se um coeficiente de estratificação térmica (eficiência do sistema de estocagem pela Segunda Lei da Termodinâmica), como:

$$CE = \frac{\Xi_{exp} - \Xi_{hom}}{\Xi_{est} - \Xi_{hom}} \quad (32)$$

Onde: um sistema idealmente estratificado, ou seja, CE igual a 1, representa a capacidade máxima de trabalho que pode ser realizado pelo sistema, enquanto que CE igual a zero, tem-se a capacidade de trabalho mínima do sistema.

Entre os limites máximos e mínimos de CE , tem-se a degradação da estratificação, ou seja, a deformação da isóclina e assim, a perda da capacidade de realizar trabalho pelo sistema.

Do exposto, tanto o MIX' , obtido pela Primeira Lei da Termodinâmica, como o coeficiente de estratificação CE , obtido pela Segunda Lei da Termodinâmica, avaliam a eficiência da estratificação térmica do líquido no sistema de armazenamento.

Capítulo 6 - Resultados e Discussões

6.1. Testes preliminares

Foram realizados diversos testes preliminares para aperfeiçoar o funcionamento do sistema experimental.

Para avaliar o impacto da transferência de calor entre a água e o ambiente, o reservatório foi revestido apenas com uma lâmina refletora de papel alumínio, minimizando a energia absorvida por radiação pela água. Esse teste foi realizado, sem o acréscimo de água aquecida no reservatório, proveniente do coletor solar.

Foi analisada a estratificação térmica da água no reservatório, por meio das medições dos perfis de temperaturas, os quais estabelecem a geração das isóclinas. As medições das temperaturas da água no interior do reservatório foram realizadas pelos sensores posicionados no centro do reservatório, através dos poços termométricos, fixados no casco do reservatório, como já descrito na Figura 62.

A Figura 74 apresenta a altura do reservatório em função da temperatura da água, estabelecendo as isóclinas obtidas experimentalmente. Observa-se os deslocamentos das isóclinas na direção longitudinal, durante o período diurno (aquecimento) Figura 74(a) e noturno (resfriamento) Figura 74(b). Os referidos deslocamentos são devidos a transferência de calor entre o meio externo e a água no período diurno e, processo inverso no período noturno.

Verificou-se que a energia transferida, do ambiente para o reservatório por convecção, teve impacto significativo na distribuição de temperatura, conforme Figura 74. Para minimizar esse problema, o reservatório foi isolado termicamente com manta térmica e esta revestida com superfície aluminizada refletiva.

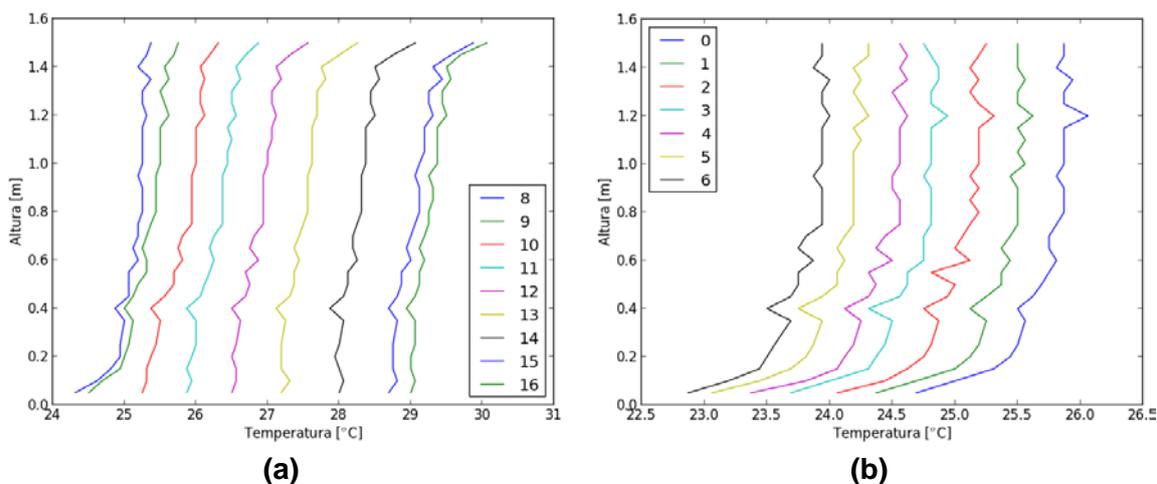


Figura 74: Distribuição transiente da temperatura da água em relação à altura do reservatório, devido a troca de calor com o meio externo: a) aquecimento e b) resfriamento.

Foram realizados seis experimentos com diferentes configurações avaliando a irradiação, temperaturas no coletor solar de entrada de água fria T_f , saída de água quente T_q , superfície do coletor T_s e temperatura ambiente T_a , Velocidade do ar ambiente, energias incidente e absorvida, características do coletor solar pela função $\Delta T/G$, energia acumulada, comportamento das eficiências, número de MIX definidos nas Equações (12), (13) e (21) e coeficiente de estratificação CE , definido na Equação (32). Para o cálculo da energia absorvida será utilizada vazão fixa de 0,2 litros/min, para todas as configurações, regulada pela válvula de saída da bomba ⑦, Figura 24.

Em todas as configurações, o tubo coletor é exposto à irradiação com um ângulo de inclinação de 32° (de acordo com a norma de instalação de coletores solares) direcionado para o norte geográfico.

Um resumo de todas as configurações estudadas é apresentado na Tabela 4, seção 6.8.

6.2. Configuração 1: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento e sem CPC - 07/02/2017.

Como a irradiação solar incidente no piso e nas paredes, sobre a área de ensaio é significativa, foram instalados 2 radiômetros: um voltado para o céu

com inclinação de 32° e outro voltado para o piso, com a mesma inclinação, para as medidas das referidas irradiações, conforme Figura 75 (radiômetros 8 e 9).

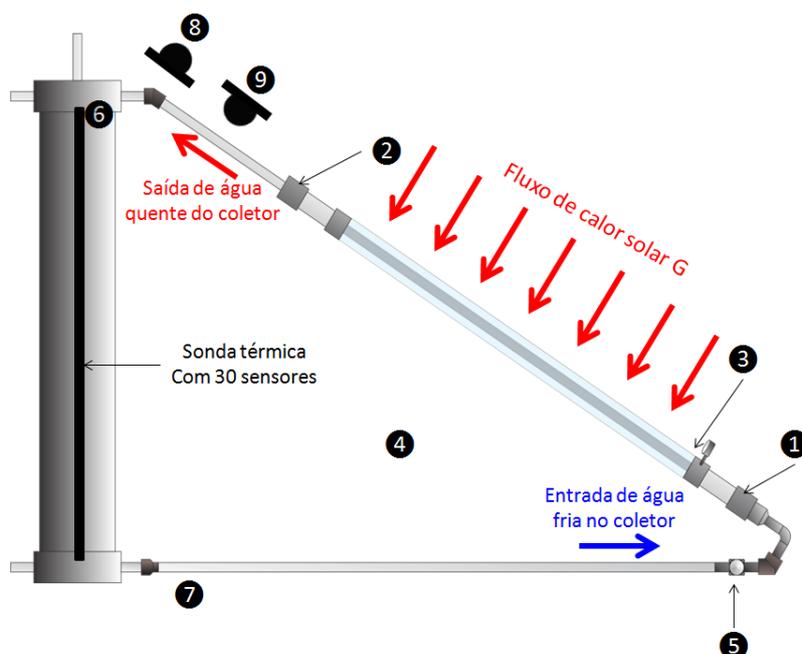


Figura 75: Tubo sem o encapsulamento e o concentrador CPC, equipado com dois radiômetros.

As Figuras 76 (a), (b) e (c), apresentam respectivamente, os perfis de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente. Na Figura 76(a), observa-se que a máxima irradiação incidente, de intensidade solar de 1100 W/m^2 , ocorre às 13:00h com um erro padrão de $1,88 \text{ W/m}^2$. No mesmo instante a máxima irradiação refletida de intensidade solar de 500 W/m^2 , medida pelo radiômetro 8, o qual é calibrado pelo radiômetro 9, ocorre com o erro padrão de $1,33 \text{ W/m}^2$. Na Figura 76(b) a temperatura máxima da água de 46°C ocorre às 15:30h, com um erro absoluto de $\pm 0,5^\circ\text{C}$. Os vales no perfil da irradiação solar referem-se à passagem de nuvens sobre o local do experimento.

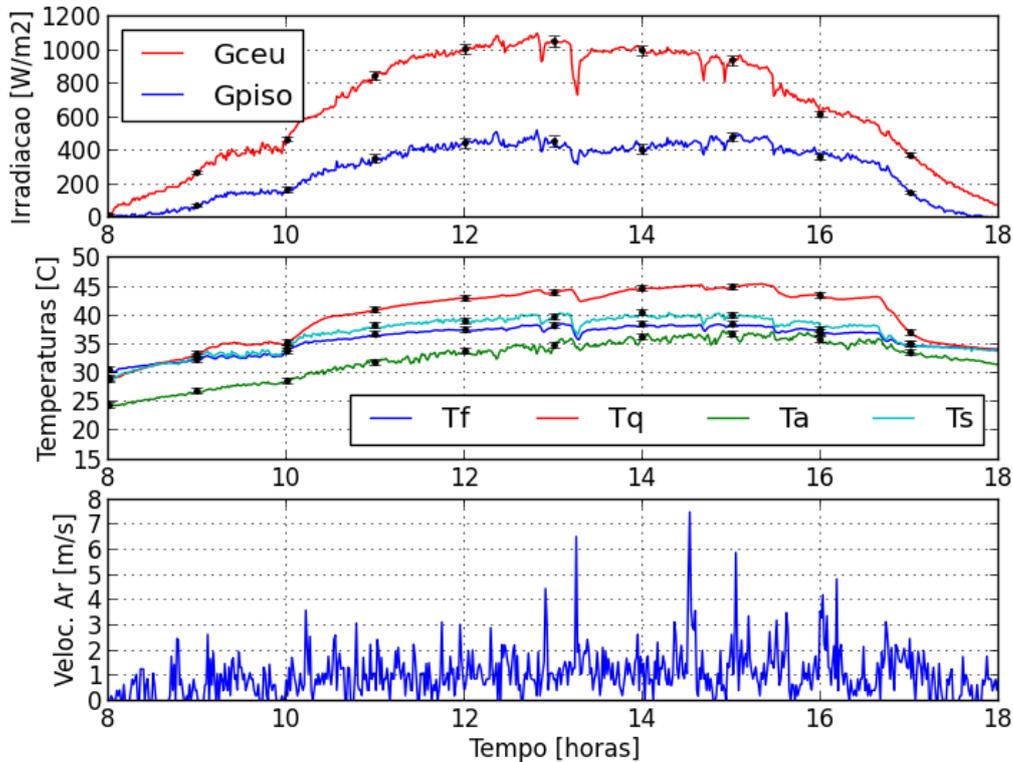


Figura 76: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

A Figura 77(a), apresenta a energia incidente transiente, calculada utilizando a soma das irradiações provenientes do céu e do piso multiplicadas pela área projetada do coletor solar. Nesse caso, a área é obtida pelo produto entre o diâmetro externo do tubo de cobre e seu comprimento, conforme Equação (11). O perfil transiente da energia absorvida pelo coletor é calculado pela Primeira Lei da Termodinâmica, conforme Equação (10).

Aproximadamente às 17:00h, o perfil da energia incidente é menor em relação a energia absorvida, isso é devido a inércia térmica do coletor, que por sua vez permanece aquecido e transferindo calor para a água e também, pela baixa intensidade solar. Em seguida, a ordem dos perfis de energias restabelece, quando o calor excedente do coletor é transferido para a água.

Observa-se também, que os picos dos perfis de energia incidente coincidem com os picos de energia absorvida, fato este também creditado à

inércia térmica no coletor. As máximas energias incidente e absorvida foram de $130,1 \pm 3,7 W$ e $100,0 \pm 9,5 W$, respectivamente.

Na mesma Figura 77(b), são apresentadas as somatórias dos perfis de energia acumulada incidente e absorvida no coletor, com valores e incertezas de $2,7 \pm 0,004 MJ$ e $2,0 \pm 0,003 MJ$, respectivamente.

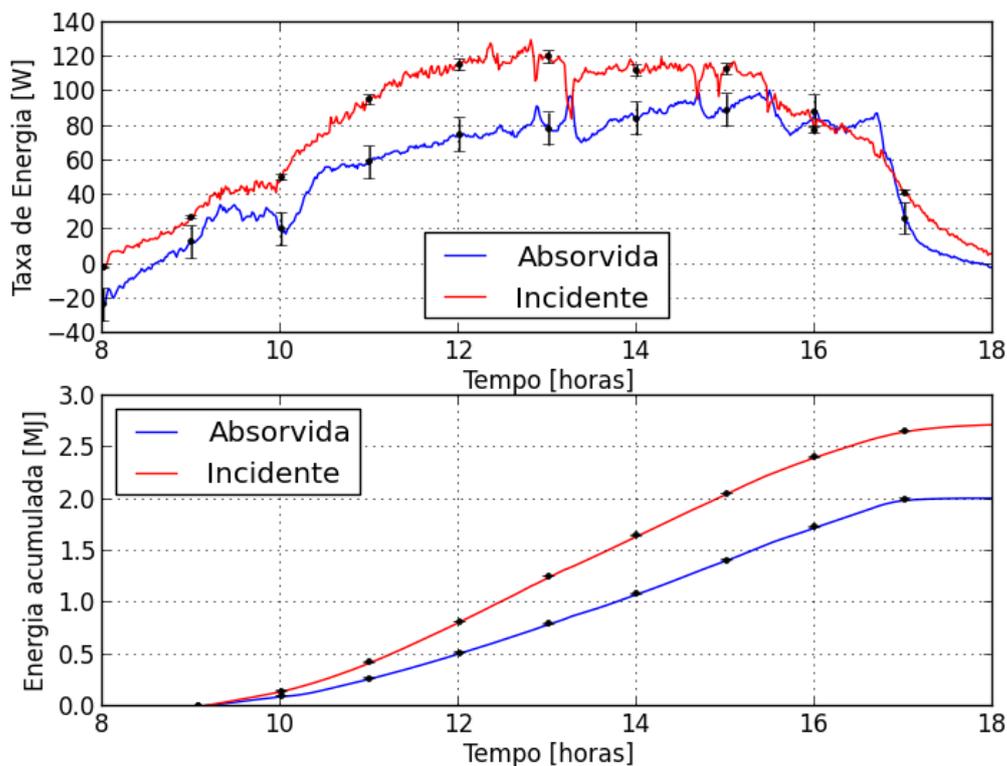


Figura 77: Energias: a) transientes e b) acumuladas, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

As eficiências transientes η , Figura 78, são obtidas utilizando os cálculos de eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica e pelo método teórico aproximado, descrito no APÊNDICE F. Os picos acima de 100% referem a inércia térmica do coletor solar e baixa intensidade solar e a irradiação intensa pela região inferior do coletor solar e transferência de calor por convecção do ar para a água de menor temperatura, pois o fundo do reservatório ainda tem baixa temperatura no final do dia pelo fato de nem toda a água ainda não ter circulado pelo coletor solar. As incertezas das eficiências pela Primeira Lei são

devidas às pequenas variações das temperaturas referentes ao calor absorvido (\dot{Q}_u). Nos intervalos entre 08:00 e 10:00h e 16:00h e 18:00h são ainda maiores, pois as taxas de energia absorvida tem valores absolutos pequenos quando comparados com seus respectivos erros. No período entre 10:30h e 15:00h, as incertezas máximas são de 8%.

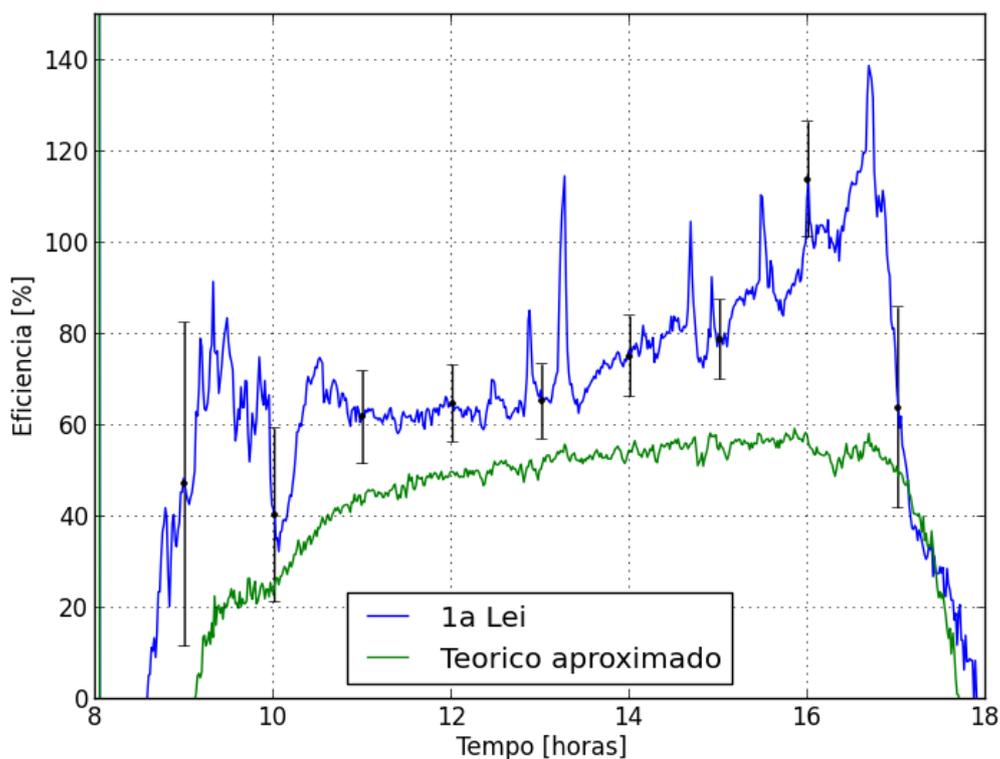


Figura 78: Eficiências transientes, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

A Figura 79 apresenta as curvas das eficiências calculadas pela Equação (14) em função das características do coletor, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC. A eficiência inicial é de 90,30% [$F_R(\tau\alpha)$] com um coeficiente angular de $-89,51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [$F_R(U_p)$]. Como não há encapsulamento, observa-se grande perda de calor para o ambiente.

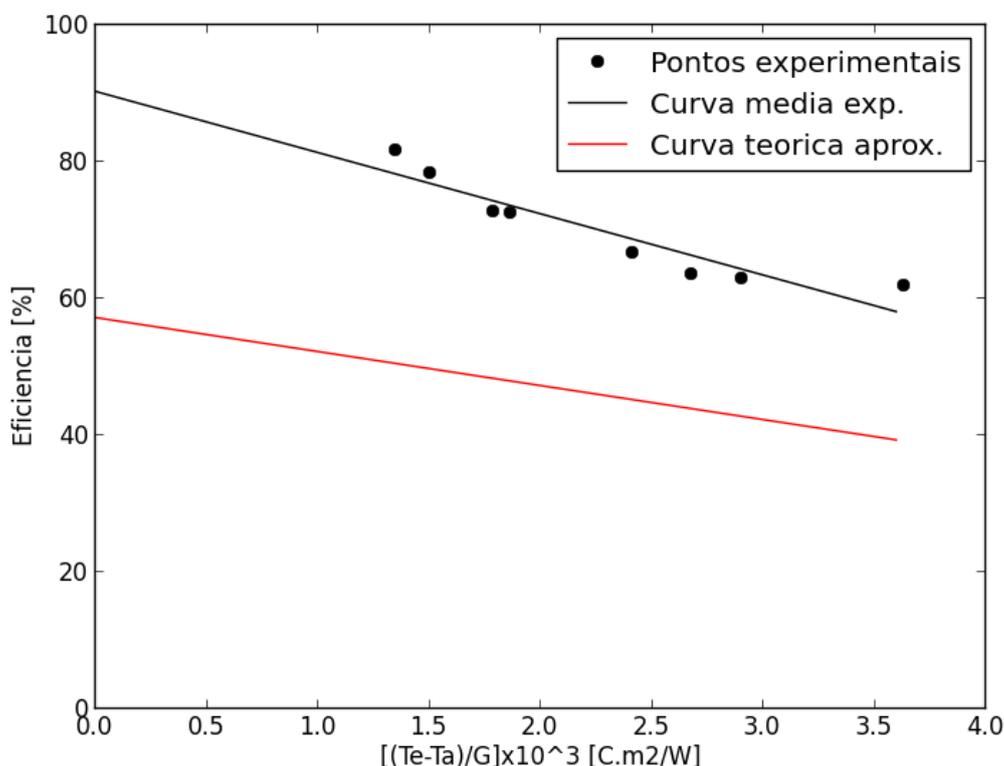


Figura 79: Características do coletor, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

As temperaturas experimentais transientes da água no reservatório, medidas com uma incerteza de $\pm 0,5$ °C, conforme definido no APÊNDICE G, não foram mostradas para não congestionar as curvas dos perfis como apresentadas na Figura 80. As linhas contínuas representam as isóclinas medidas experimentalmente a cada intervalo de tempo de uma hora. Quanto maior o espaçamento entre as linhas, maior a energia armazenada no reservatório para o respectivo horário, válido para ambos os perfis experimental e idealmente estratificado. O maior armazenamento de energia ocorre entre às 14:00h e 15:00h, com carregamento representado pela variação de altura de aproximadamente 0,2 m. As retas tracejadas horizontais representam os perfis da estratificação térmica ideal, as quais correspondem aos perfis da estratificação térmica experimental.

A partir das 16:00h, ocorre mudança no comportamento dos perfis de temperaturas devido a baixa intensidade solar, provocando uma redução da

temperatura máxima no reservatório e também menor temperatura da água proveniente do coletor.

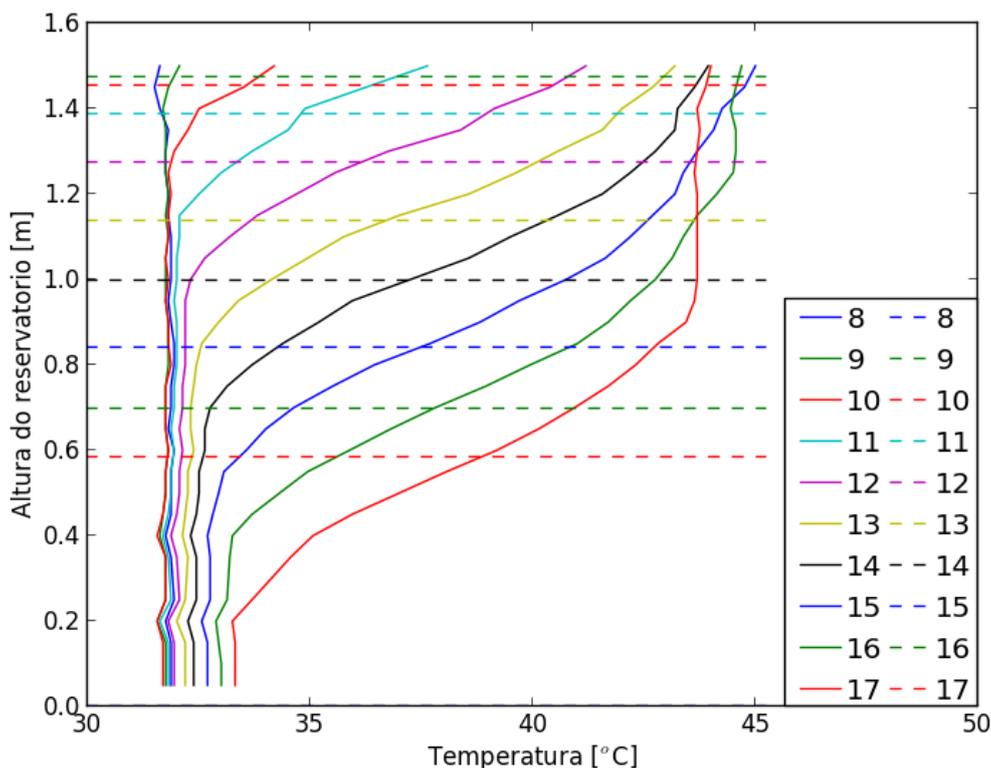


Figura 80: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

A Figura 81(a) apresenta os perfis dos momentos transientes de energia para o caso estratificado, experimental e homogeneizado e a eficiência da estratificação *MIX'*, Figura 81(b), utilizada para avaliação da estratificação térmica no reservatório.

Os momentos de energia máximos são de 13,8 MJ.m, $13,5 \pm 0,0002$ MJ.m e 12,8 MJ.m para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente para o instante das 17:00h. A máxima eficiência da estratificação *MIX'* ocorre às 15:30h com valor de 78,7%.

Como todo o trabalho é alicerçado em dados experimentais, somente essas incertezas são apresentadas, tanto para o momento de energia e *MIX'*, como para a exergia e *CE*.

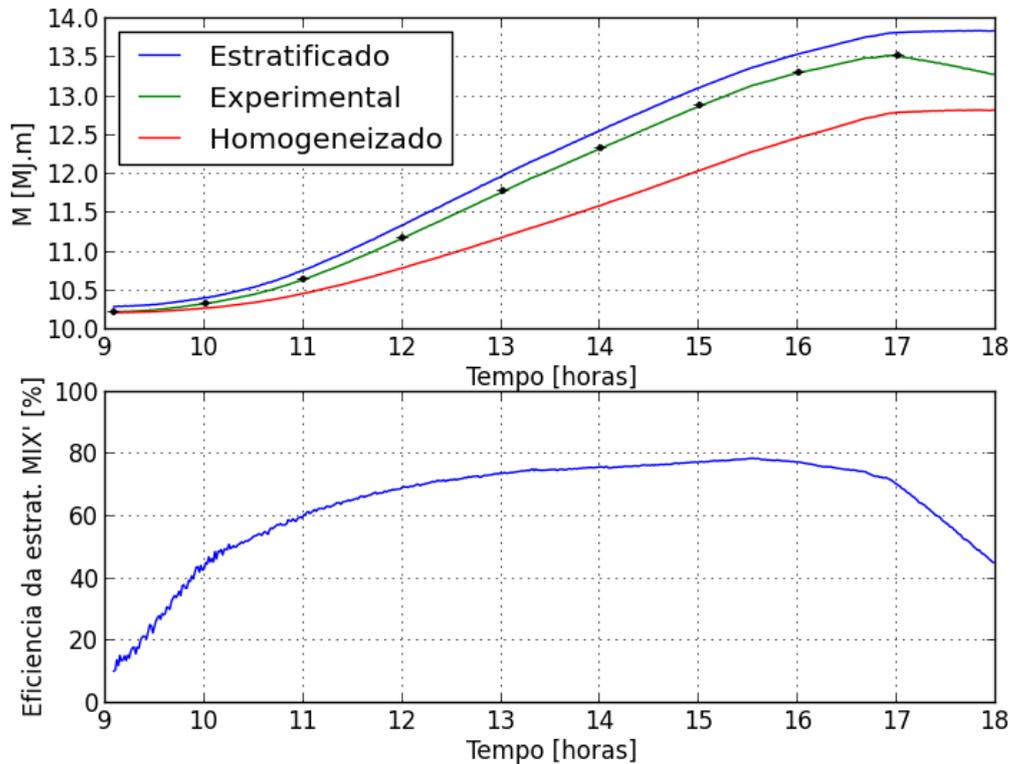


Figura 81: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

A Figura 82(a) apresenta os perfis transientes de exergia estratificado, experimental e homogêneo, com valores máximos de 130,0 kJ, $112,9 \pm 0,9$ kJ e 102 kJ respectivamente, ocorrendo no instante 17:00h. Na Figura 82(b) é apresentado o perfil transiente de CE o qual se aproxima do perfil de irradiação solar apresentado na Figura 76, assim como o seu valor máximo de 52% que ocorre às 15:30h.

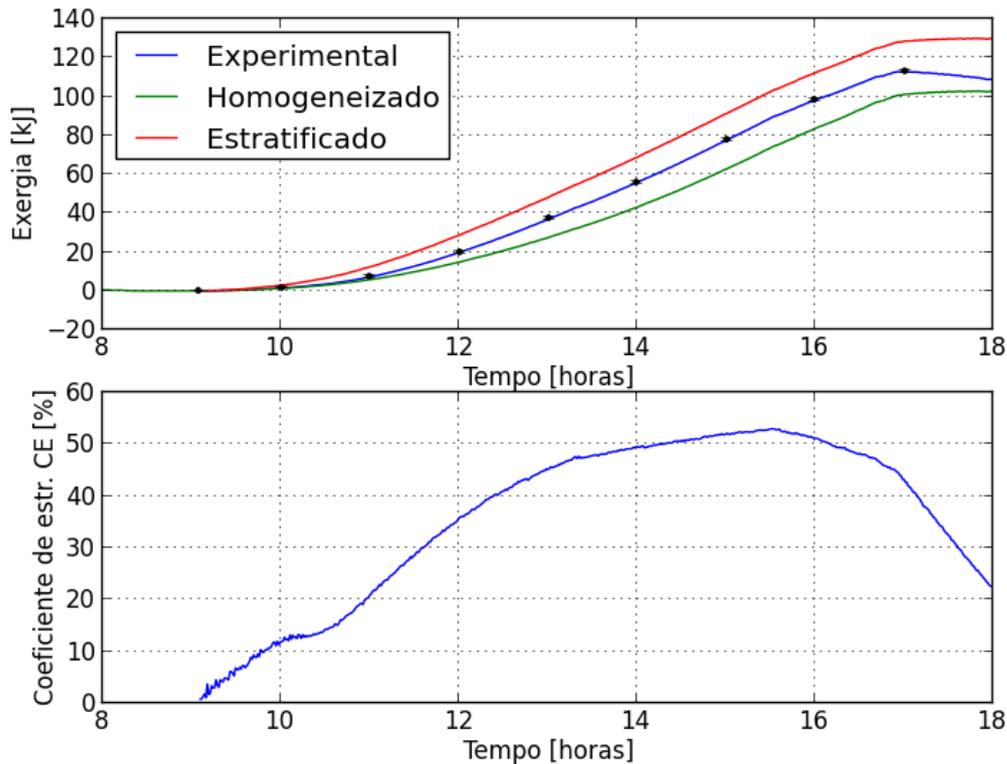


Figura 82: a) Exergia e b) coeficiente de estratificação (CE), para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

A Figura 83 apresenta em escalas iguais, o comportamento entre os perfis transientes de MIX' e CE , com valores máximos respectivamente de 78,7% e 52%, para o instante 15:30h.

Observa-se também na Figura 83, que devido a maior intensidade solar até às 15:30h, como pode ser observado na Figura 76(a) para o mesmo instante, ocorre uma intensidade crescente tanto no MIX' como em CE .

Em todo período a intensidade de MIX' é superior ao CE e a partir das 15:30h, tem-se um declínio nas intensidades dos coeficientes. Isso é devido a eficiência da estratificação (MIX') ser uma função da taxa de energia interna do reservatório, ou seja, Primeira Lei da Termodinâmica e o coeficiente de estratificação proposto (CE), considerar a taxa de energia interna no reservatório que pode ser convertida em trabalho, ou seja, Segunda Lei da Termodinâmica, uma vez que a mistura implica em aumento da entropia do

fluido no interior do reservatório. Resumindo, através do *MIX*, calcula-se a energia interna disponível em função do tempo no reservatório, enquanto que através do *CE*, calcula-se a quantidade de energia armazenada em função do tempo, que é transformada em trabalho.

O comportamento dos perfis de *MIX'* e *CE* são semelhantes, divergentes e crescentes até as 15:30h quando atingem suas intensidades máximas e convergentes com declínio até às 18:00h, devido a queda na intensidade solar nesse período.

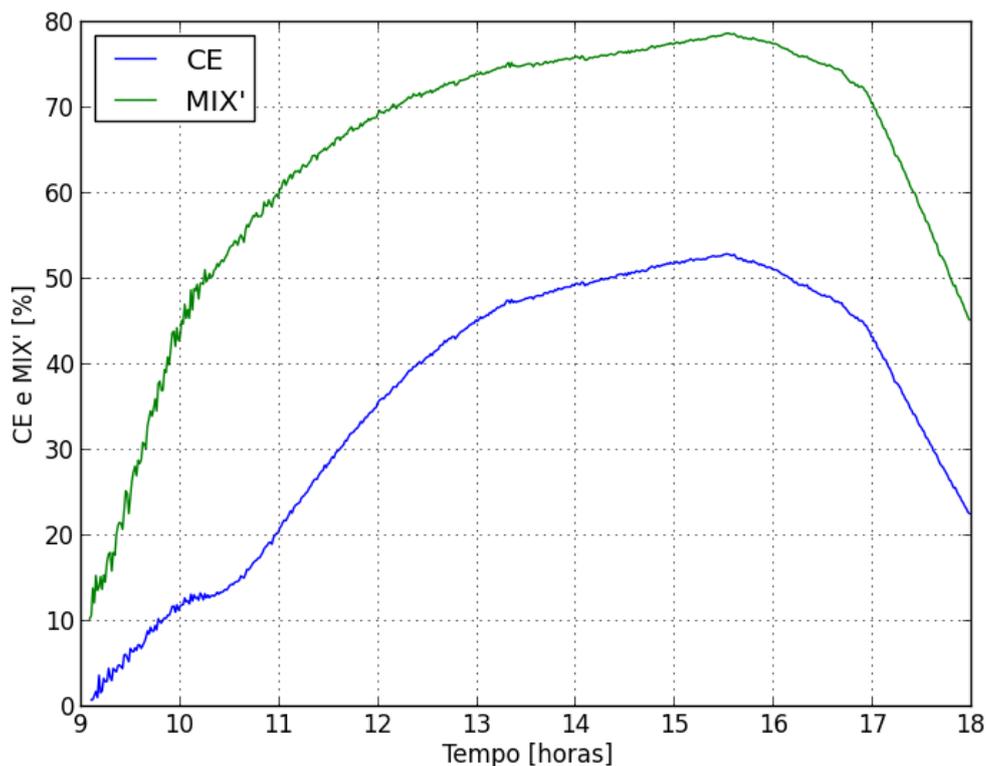


Figura 83: Comportamento do *MIX'* e *CE*, para o tubo sem encapsulamento e sem CPC.

6.3. Configuração 2: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, sem encapsulamento de vidro e com concentrador CPC - 09/02/2017.

Nesta configuração, é instalado entre o solo e o coletor solar um concentrador CPC, conforme Figura 22. Com a referida instalação, a energia refletida oriunda do piso e paredes é anulada pelo CPC. Assim, não é

necessário o uso do radiômetro ⑨ para avaliar a irradiação refletida, como indicado na Figura 75.

As Figuras 84 (a), (b) e (c) apresentam os perfis transientes de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente, cujas análises são análogas ao apresentado na Figura 76, configuração 1, inclusive os erros.

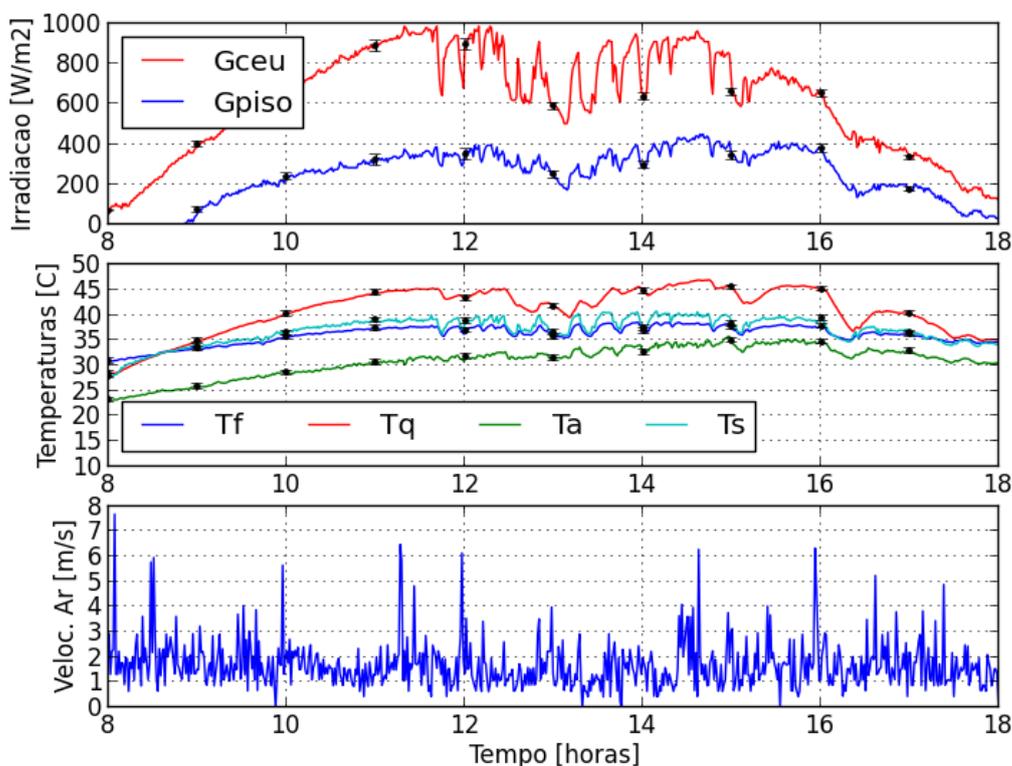
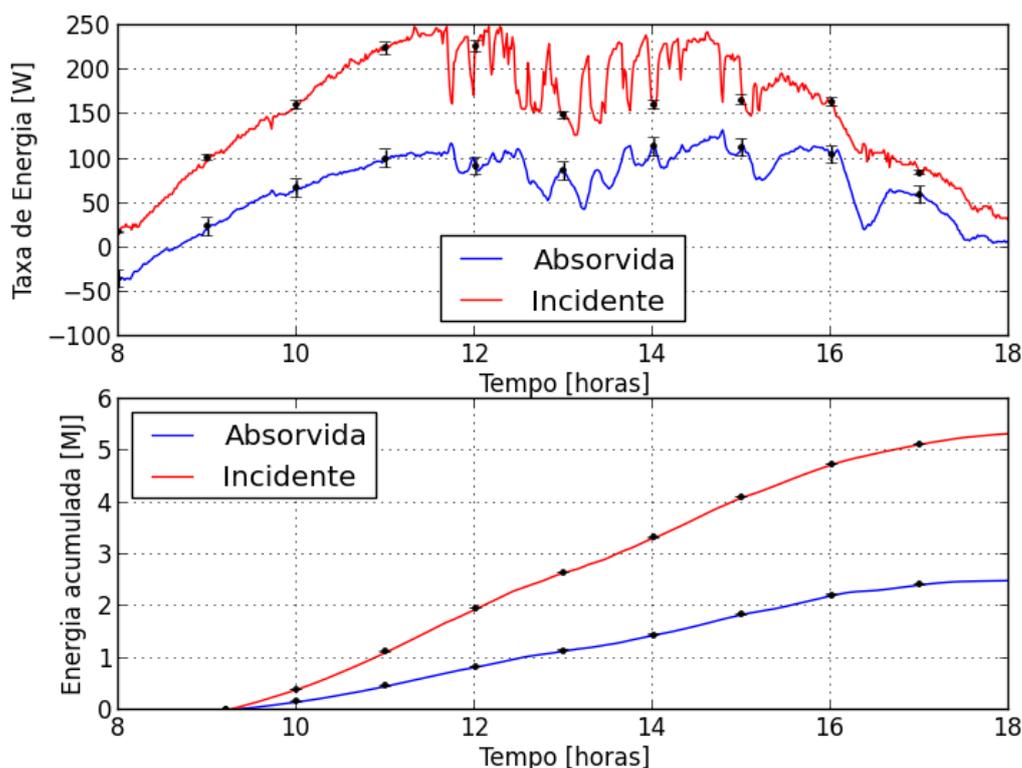


Figura 84: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para tubo sem encapsulamento e com CPC.

A Figura 85(a) apresenta os perfis das energias incidentes e absorvidas no coletor solar. As energias obtidas pela Primeira Lei da Termodinâmica são calculadas pelo produto entre a área de abertura do CPC, ou seja, abertura (W) pelo comprimento do coletor solar (L). No início da operação praticamente não houve intensidade solar, produzindo energia absorvida negativa até às 08:30h, período no qual o coletor ainda dissipa calor para o meio. A partir desse horário o coletor inicia o processo de transferência de calor para a água. As taxas de

transferência de energias máximas, incidente e absorvida, foram respectivamente $248,7 \pm 7,5 W$ e $132,6 \pm 11,02 W$.

Na Figura 85(b) são apresentadas as curvas de energias acumuladas, incidente e absorvida. Como houve aumento de energia incidente em relação à configuração 1, ocorreu também aumento no espaçamento entre as curvas. As máximas energias, absorvida e incidente, no coletor foram $2,5 \pm 0,007 MJ$ e $5,3 \pm 0,007 MJ$, às 17:00h, respectivamente.



Figuras 85: Energias: a) transientes e b) acumuladas, ambas calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para tubo sem encapsulamento e com CPC.

As eficiências energéticas transientes absorvidas e teórica descrita no APÊNDICE F, pela Primeira Lei da Termodinâmica η , são mostradas na Figura 86. Observa-se que com a presença do concentrador CPC houve melhora na estabilidade das eficiências, principalmente se admitir uma curva média entre os pontos experimentais. Os picos e vales da eficiência experimental referem-

se à passagem de nuvens e baixa intensidade solar. Observa-se também na Figura 86 incertezas em torno de 4 a 5% no período de 10:30h às 15:00h.

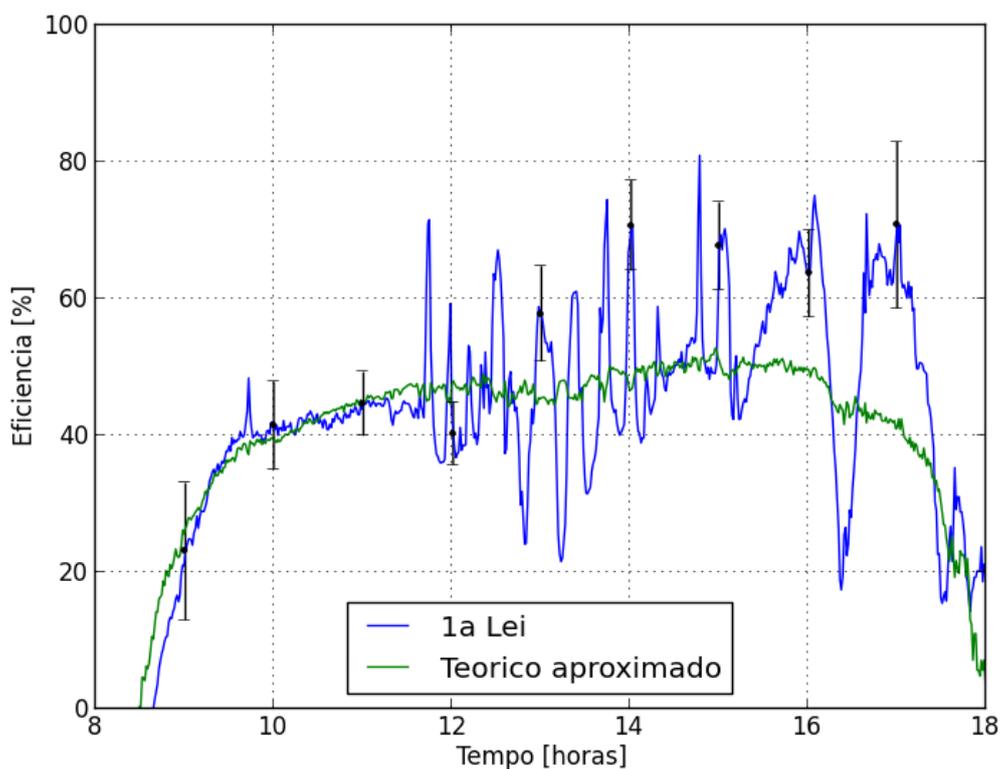


Figura 86: Eficiências transientes, para tubo sem encapsulamento e com CPC.

A Figura 87 apresenta as curvas características do coletor, na qual se verifica uma melhora significativa nos comportamentos das eficiências em relação à configuração 1, assim como, no coeficiente angular da curva média do perfil experimental da energia. Para esta configuração, a eficiência inicial é de 57,32% [$F_R(\tau\alpha)$] com um coeficiente angular de $-19,66 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [$F_R(U_p)$].

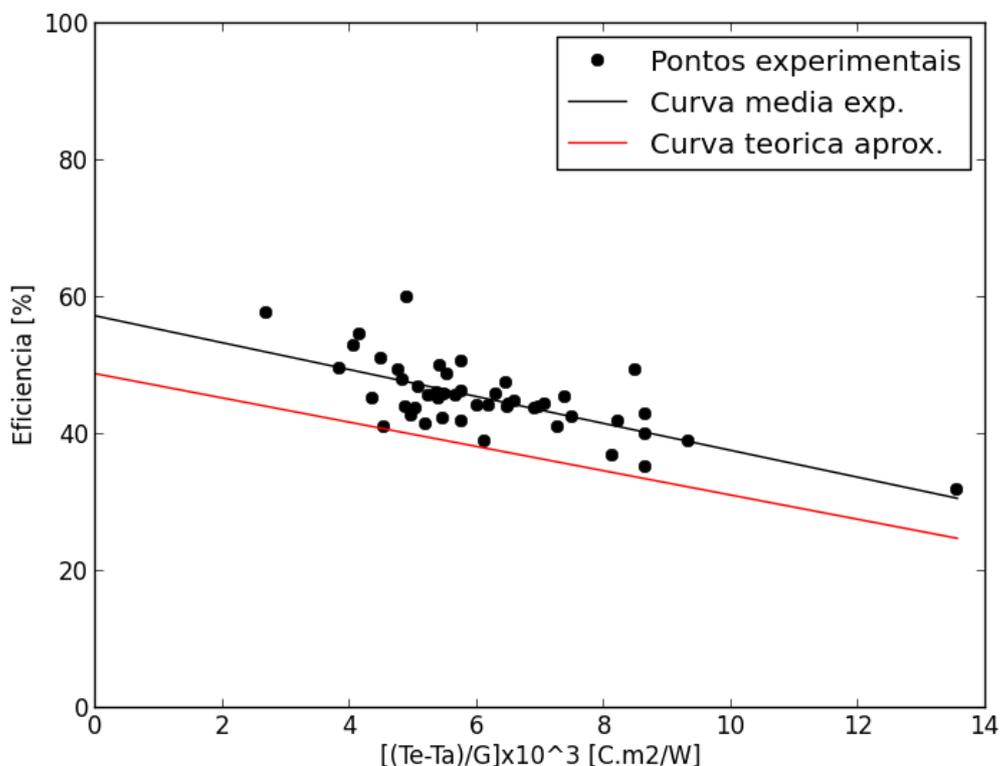


Figura 87: Características do coletor, para tubo sem encapsulamento e com CPC.

Analogamente à configuração 1, a Figura 88 apresenta as isóclinas transientes dos perfis de temperaturas experimentais e perfeitamente estratificados em relação a altura do reservatório. Às 13:00h observa-se uma convergência dos perfis de temperaturas para um valor máximo, devido a queda na intensidade solar. O maior carregamento térmico de energia ocorre entre 14:00h e 15:00h.

A partir das 15:00h ocorre oscilação nas isóclinas experimentais, indicando redução no carregamento de energia decorrente da baixa intensidade solar.

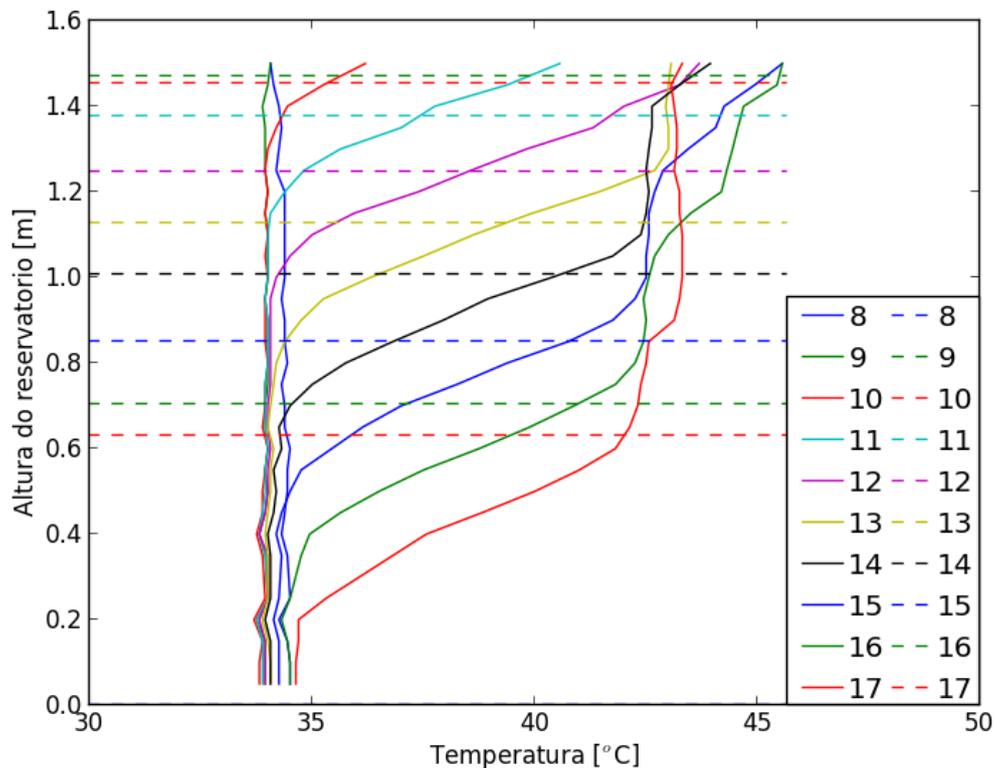


Figura 88: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para tubo sem encapsulamento e com CPC.

A Figura 89(a) apresenta os perfis transientes dos momentos de energia para o perfil estratificado, experimental e homogeneizado e Figura 89(b) o *MIX'*.

Os momentos de energia máximos são de 14,0 MJ.m, $13,6 \pm 0,0002$ MJ.m e 13,1 MJ.m para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente. O *MIX'* máximo ocorre às 12:30h com valor aproximado de 83,4%, correspondendo a máxima energia produzida pelo coletor.

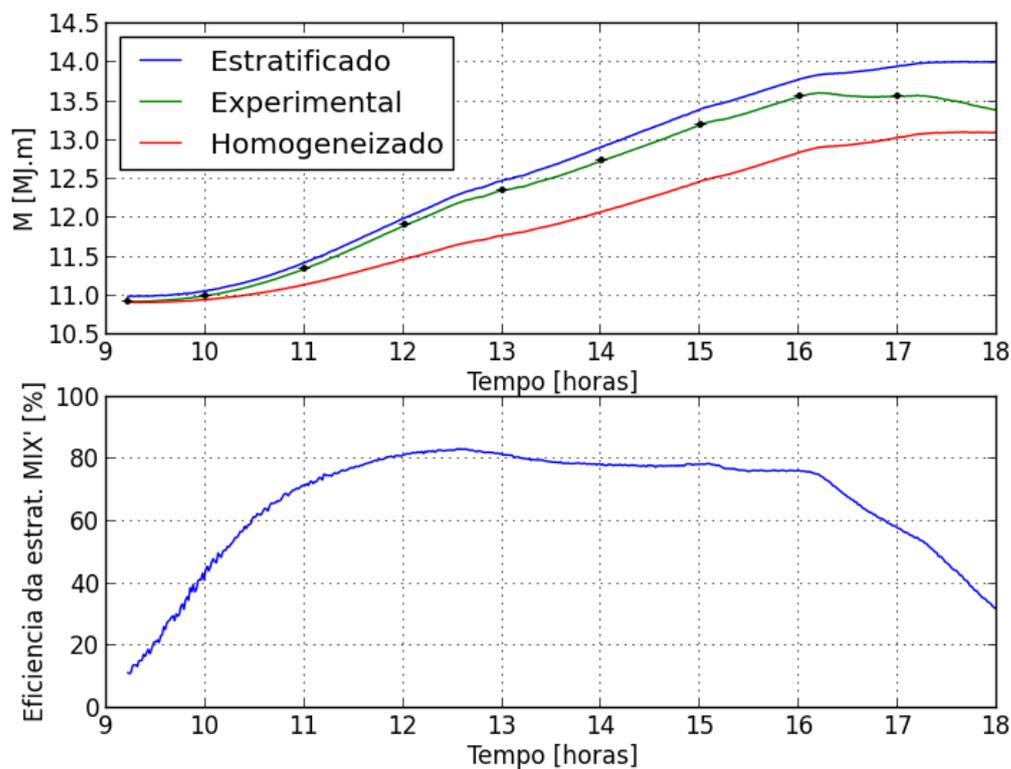


Figura 89: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para tubo sem encapsulamento e com CPC.

A Figura 90(a) apresenta a exergia dos perfis transientes estratificado, experimental e homogeneizado, com valores máximos de 121,6 kJ, $106,2 \pm 1,02$ kJ e 101,0 kJ, respectivamente. O coeficiente de estratificação CE , Figura 90(b), tem seu valor máximo de 59% às 12:30h.

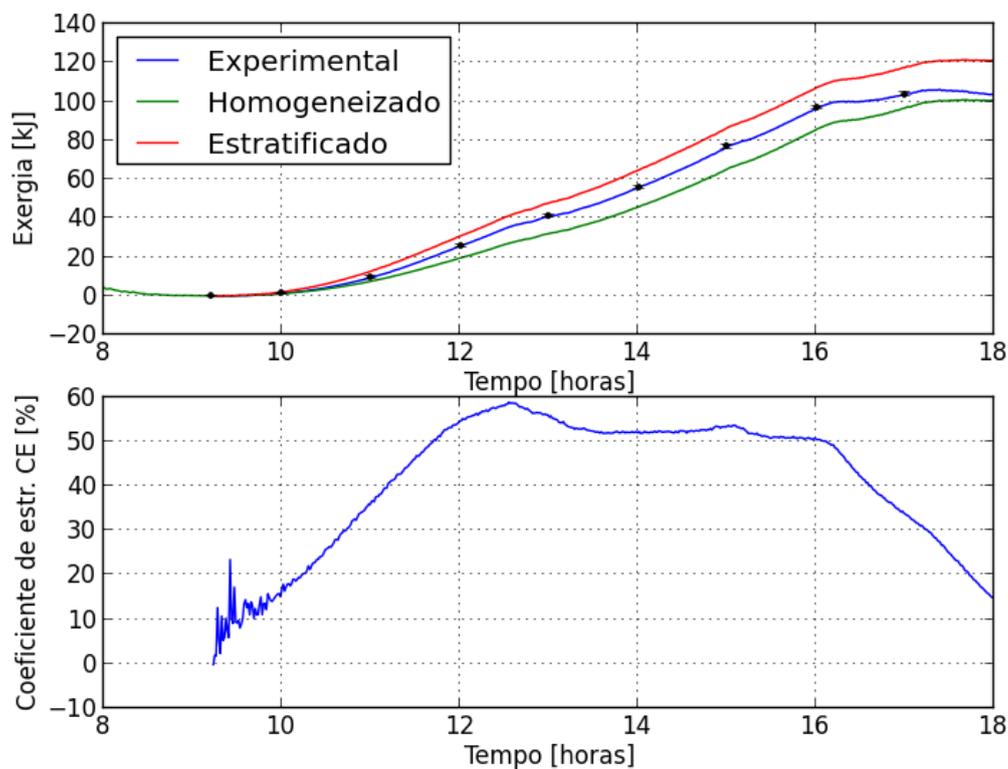


Figura 90: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação (CE), para tubo sem encapsulamento e com CPC.

A Figura 91 mostra o comportamento transiente dos perfis de MIX' e CE . Observa-se que os comportamentos são semelhantes, divergentes com MIX' maior que CE e ambos crescentes até às 12:30h, aproximadamente constantes até às 15:00h e convergentes com declínio até às 18:00h, devido à menor intensidade solar nesse período.

Os valores máximos de MIX' e CE são de 83,4% e 59%, respectivamente. Comparando-os com a configuração 1, observa-se um aumento de MIX' e CE , decorrentes da aplicação do concentrador CPC.

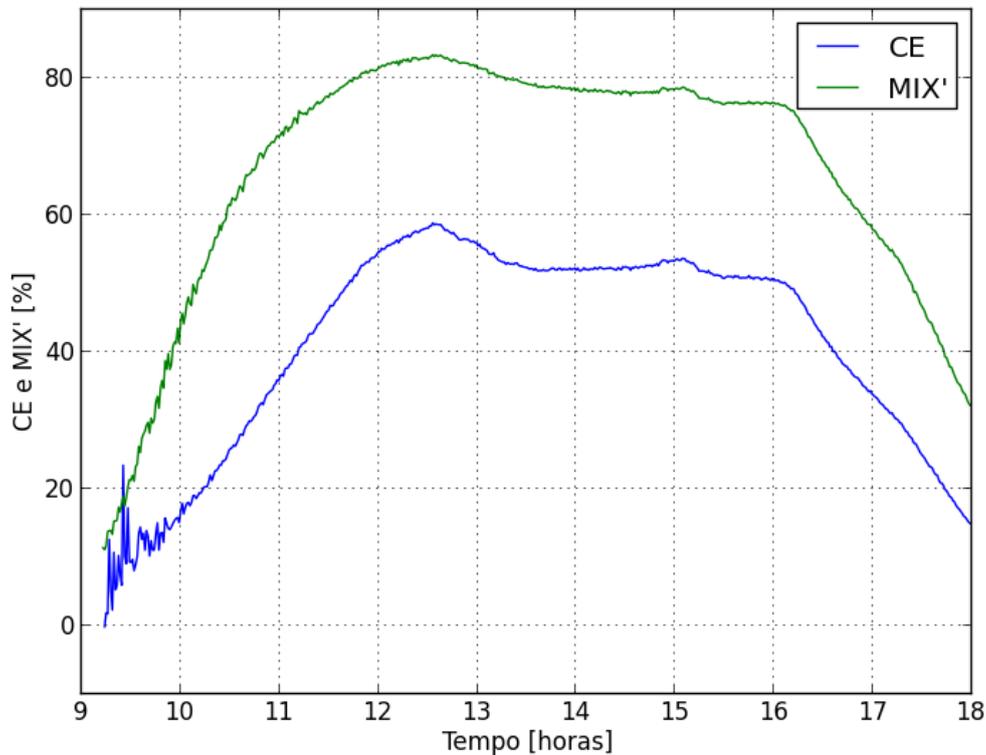


Figura 91: Comportamento entre MIX' e CE , para tubo sem encapsulamento e com CPC.

6.4. Configuração 3: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de tubo de vidro evacuado e concentrador CPC - 21/02/2017.

Nesta configuração, o concentrador CPC, construído conforme Figura 22, é instalado sob o coletor solar. Também não há necessidade do radiômetro ⑨ da Figura 75, pois o concentrador CPC funciona como uma barreira para a irradiação refletida do piso.

As Figuras 92 (a), (b) e (c), apresentam respectivamente, os perfis de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente. Na Figura 92(a), observa-se que a máxima intensidade solar tanto para a irradiação incidente como para a refletida ocorrem às 14:00h, assim como a máxima temperatura da água.

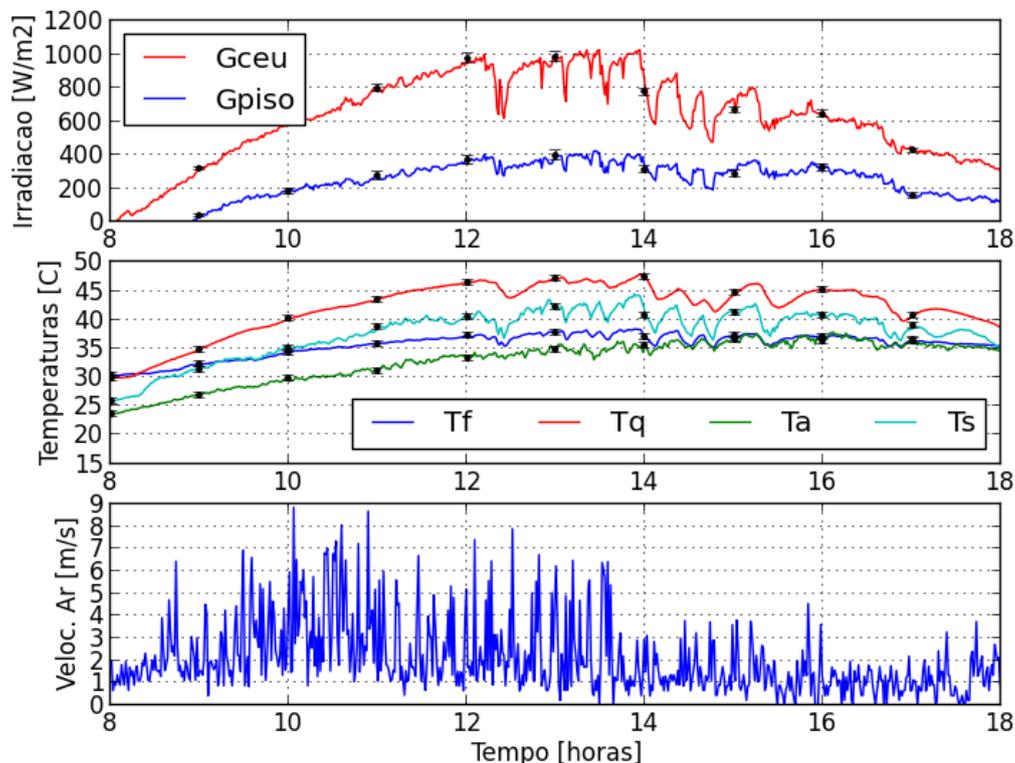


Figura 92: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

A Figura 93 apresenta os perfis transientes das energias calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, ou seja, energia incidente e absorvida. Para o cálculo da energia, pela Primeira Lei da Termodinâmica, é utilizada a área de abertura do CPC.

No início da operação aproximadamente às 08:15h, o coletor inicia o processo de transferência de calor para a água. As energias incidente e absorvida máximas foram de $258,4 \pm 7,8 W$ e $146,7 \pm 10,02 W$, respectivamente, entre os instantes 12:00h e 14:00h.

As energias acumuladas, incidente e absorvida pelo coletor foram de $5,6 \pm 0,007 MJ$ e $3,3 \pm 0,007 MJ$ respectivamente, com irradiação solar máxima de $1000 W/m^2$. Com isso, um aumento de 0,7 MJ na energia absorvida em relação à configuração 2.

O referido aumento é decorrente não só da instalação do concentrador CPC, mas também do tubo de vidro evacuado.

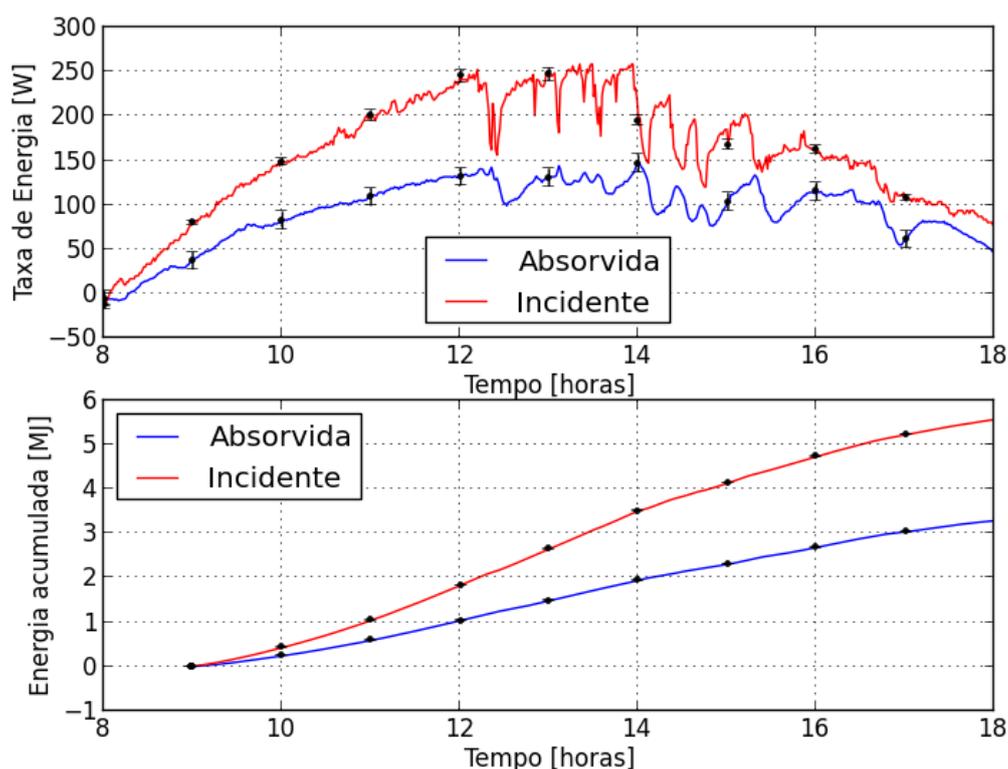


Figura 93: a) Energias transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

As eficiências transientes η , Figura 94, são obtidas pela Primeira Lei da Termodinâmica e a teórica calculada como apresentada no APÊNDICE F. Os picos e vales nos resultados experimentais referem-se à passagem de nuvens sobre o local do experimento.

Com a utilização do vácuo no espaço anular verifica-se melhor comportamento dos resultados, comparados com as configurações 1 e 2. Como o procedimento de cálculo do APÊNDICE F prevê vácuo absoluto e que na impossibilidade de reproduzi-lo, há uma discrepância nos cálculos, o que produz um aumento na curva teórica em relação à experimental.

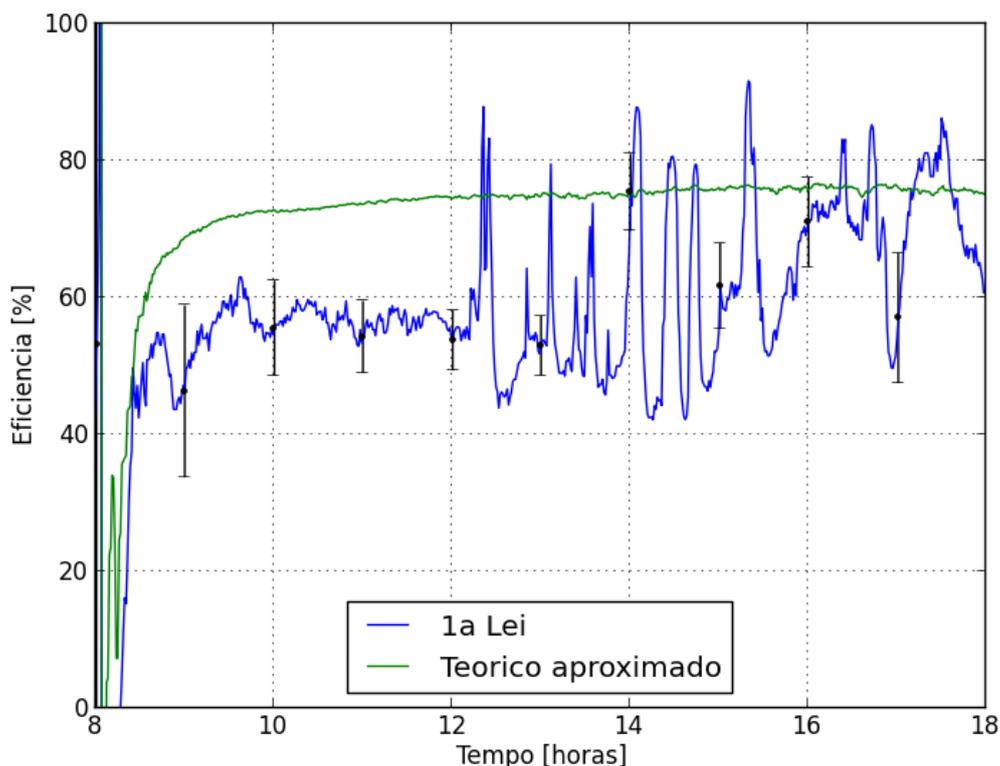


Figura 94: Eficiências transientes, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

As curvas características do coletor são apresentadas na Figura 95, cuja eficiência inicial é de 54,92% $[F_R(\tau\alpha)]$ para um coeficiente angular de $-5,297 W/m^2 \cdot K$ $[F_R(U_P)]$. Apesar de a eficiência experimental estar muito próxima da configuração 2, houve uma acentuada redução no coeficiente angular, o que produz estabilidade no funcionamento do coletor solar, conforme definição de Kalogirou, (2009), Figura 11.

Apesar de o espaço anular ser evacuado, nem todo o ar é retirado, pela impossibilidade de se obter o vácuo absoluto. Como o procedimento de cálculo do APÊNDICE F prevê vácuo absoluto há uma discrepância no cálculo, o que provoca um aumento na curva teórica em relação à experimental.

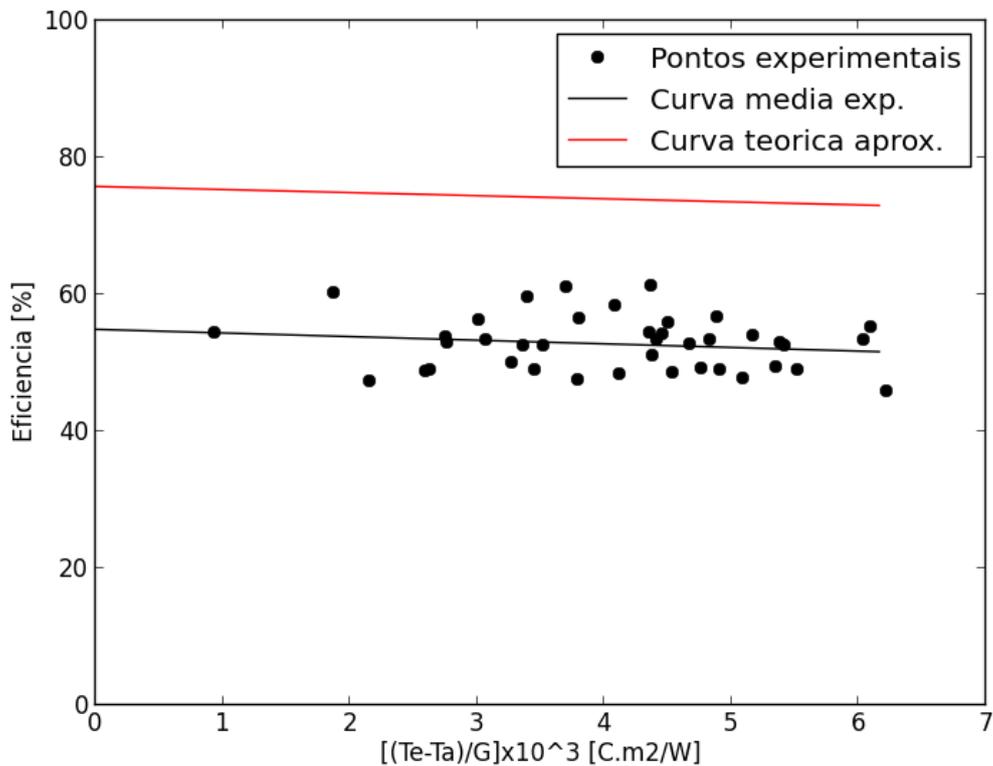


Figura 95: Características do coletor, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

Analogamente às configurações 1 e 2, as isóclinas experimentais no reservatório, para esta configuração, são apresentadas na Figura 96. O máximo armazenamento de energia ocorre entre 13:00h e 14:00h, observado pelo maior espaçamento entre os dois perfis que representam a estratificação ideal teórica.

No início da operação houve baixa incidência solar, entre os instantes das 09:00h e 10:00h, o que é comprovada pelo pequeno espaçamento entre as linhas horizontais teóricas.

A partir das 15:00h há uma intensa redução no mecanismo da dinâmica de carga térmica no reservatório pela baixa intensidade solar, observada pelas linhas verticais experimentais.

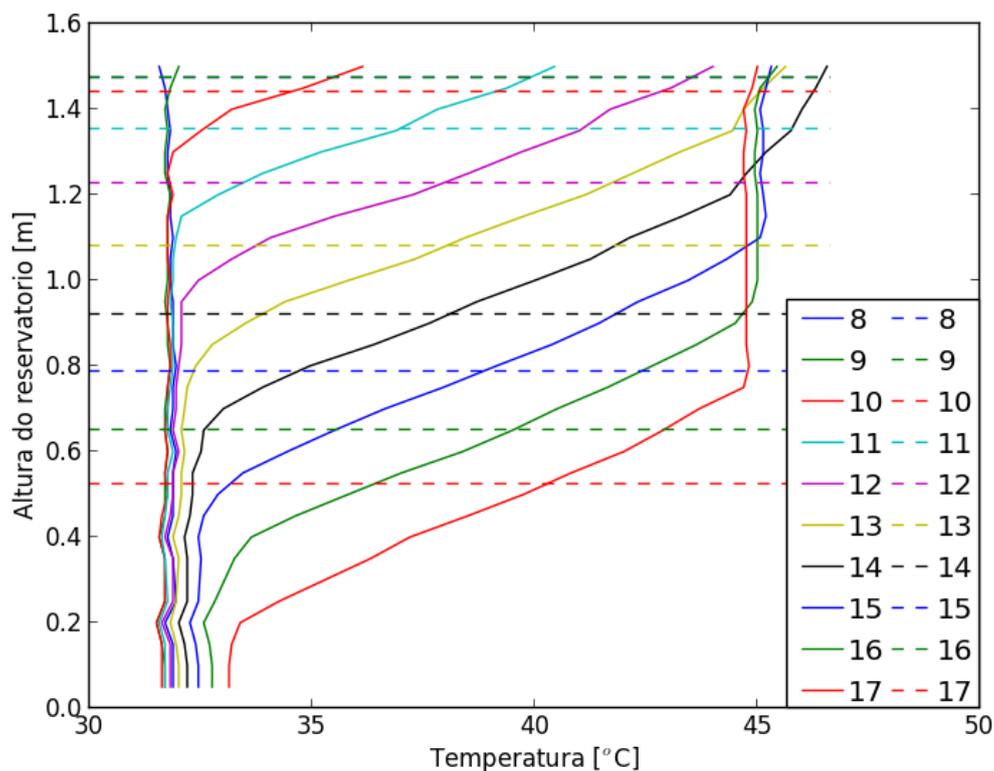


Figura 96: Comportamento experimental das isóclinas no interior do reservatório térmico, para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

As Figuras 97 (a) e (b) apresentam o momento de energia para o perfil estratificado, experimental e homogeneizado e o MIX' utilizado para avaliação da estratificação térmica da água no reservatório.

Os momentos de energia máximos, Figura 97(a), são de 14,5 MJ, $14,0 \pm 0,0003$ MJ e 13,5 MJ para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente. O máximo MIX' ocorre às 14:00h com valor aproximado de 84,4%.

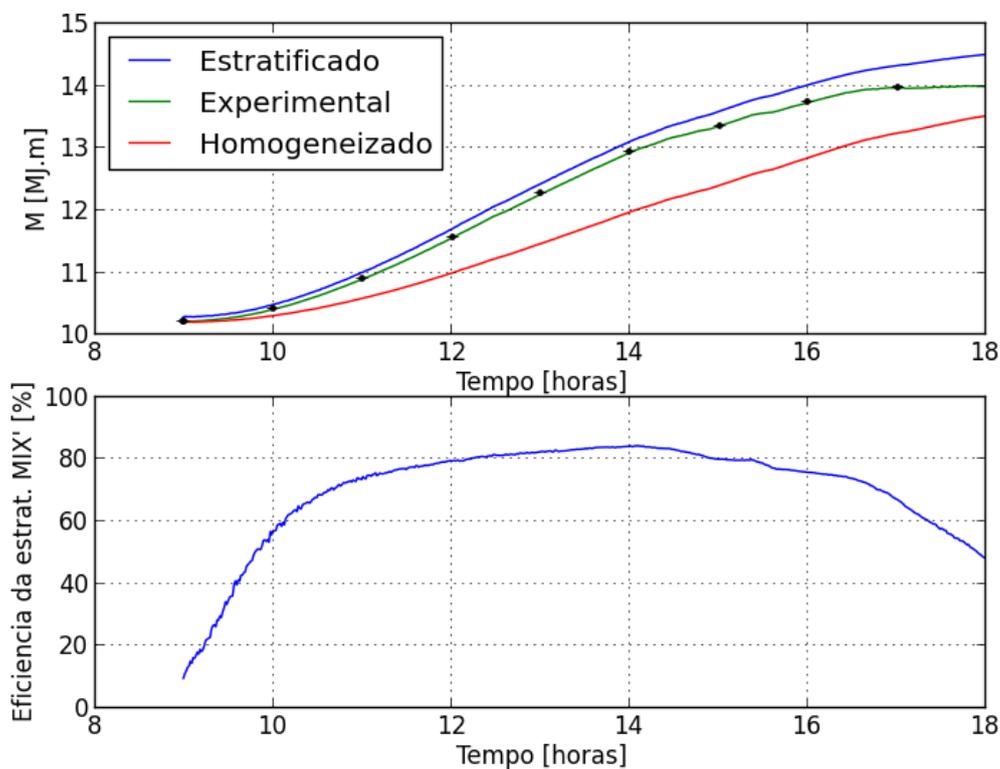


Figura 97: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

A Figura 98(a) apresenta a exergia dos perfis transientes estratificado, experimental e homogeneizado, com valores máximos de 171 KJ, $152,5 \pm 1,06$ KJ, e 145 KJ, respectivamente. O coeficiente de estratificação CE tem seu valor máximo de 61% às 14:00h. Observa-se uma alta eficiência na estratificação, pela Segunda Lei da Termodinâmica, CE entre os instantes 10:30h e 16:30h, em relação à Primeira Lei da Termodinâmica MIX' , Figura 97.

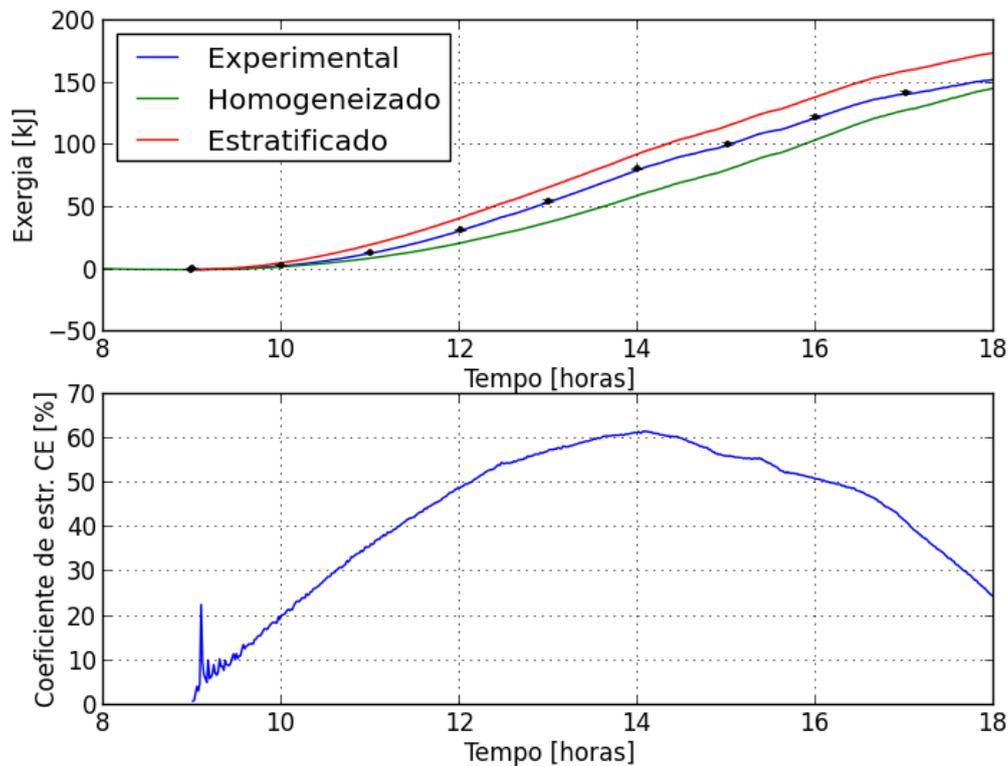


Figura 98: a) Exergia e b) coeficiente de estratificação (CE), para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

A Figura 99 compara o comportamento transiente entre o MIX' e o CE , com valores máximos de 84,4% e 61%, respectivamente. Comparando com as configurações 1 ($MIX'=78,7\%$ e $CE=52\%$) e configurações 2 ($MIX'=83,4\%$ e $CE=59\%$), houve um aumento significativo nesses coeficientes de estratificação.

O comportamento dos perfis de MIX' e CE são semelhantes, divergentes e crescentes até às 14:00h quando atingem suas intensidades máximas, decrescente com tendência à estabilidade até às 16:40h e convergentes com declínio até às 18:00h, devido à queda na intensidade solar nesse período.

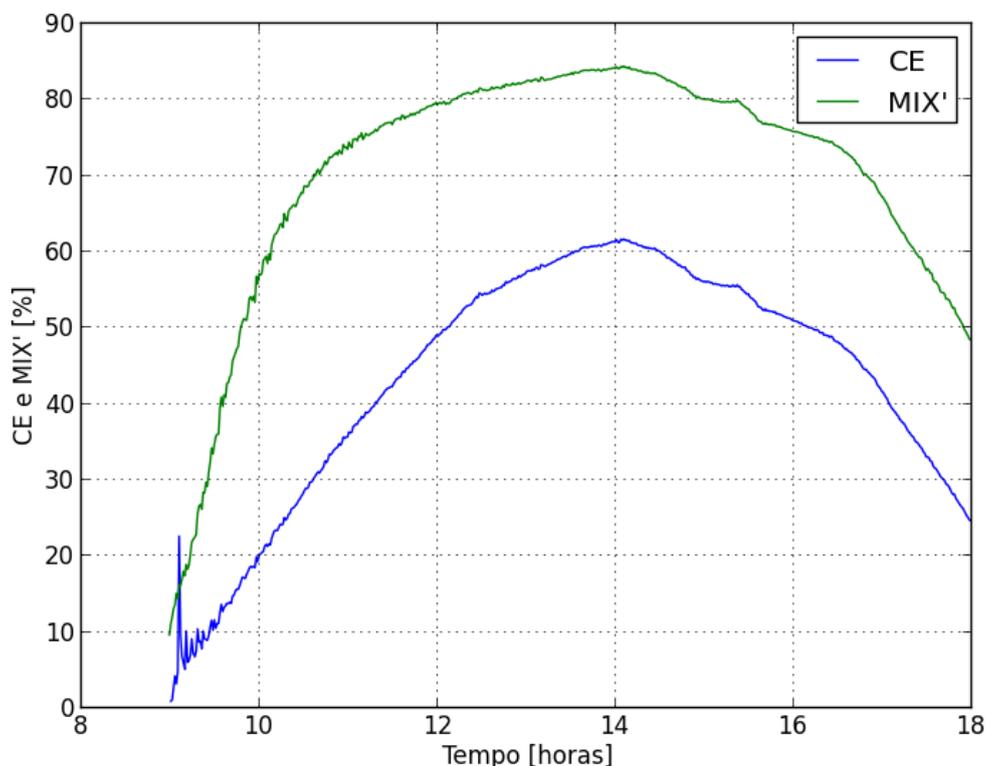


Figura 99: Comparação entre MIX' e CE , para tubo encapsulado evacuado e com CPC.

6.5. Configuração 4: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e com CPC - 08/03/2017.

Analogamente à configuração 3, o concentrador CPC, construído conforme Figura 22 é instalado sob o coletor solar, utilizando o radiômetro ⑨, como apresentado na Figura 75.

As Figuras 100 (a), (b) e (c), apresentam respectivamente, os perfis de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente, experimentais. Na Figura 100(a), observa-se que a máxima intensidade solar tanto para a irradiação incidente como para a refletida ocorrem às 13:30h, assim como para a temperatura máxima da água.

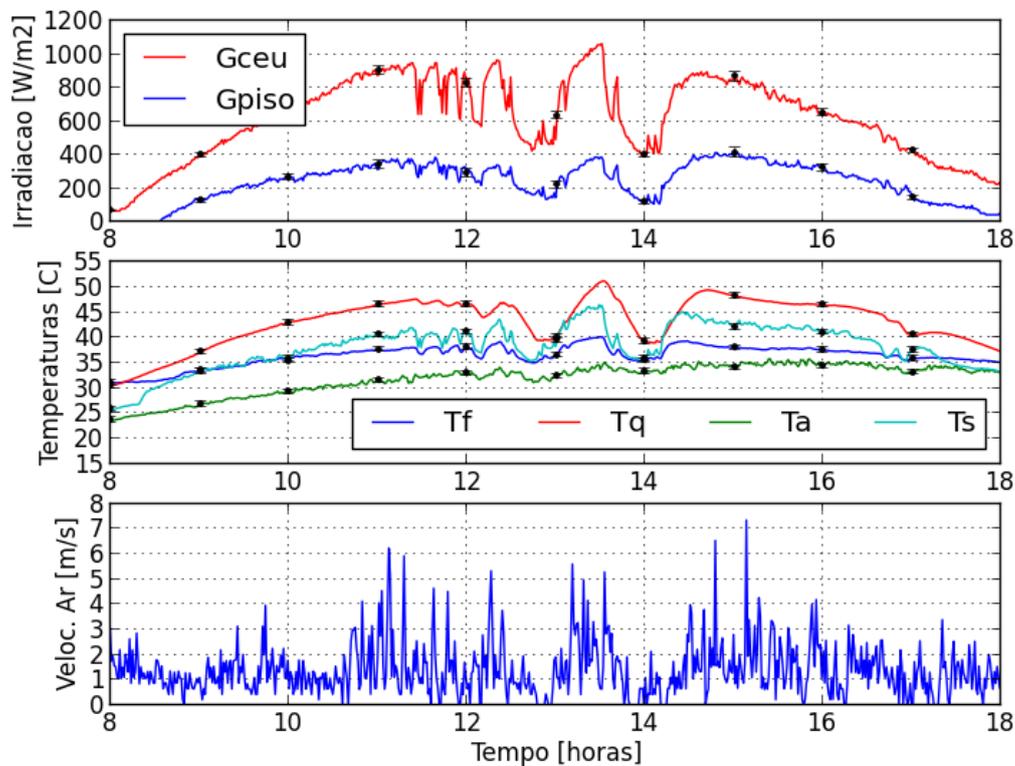


Figura 100: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

Na Figura 101(a) é apresentado os perfis experimentais das taxas de energia, com máximos de $268,0 \pm 8,05 W$ e $163,0 \pm 10,02 W$ incidente e absorvida, respectivamente para as 13:30h.

A Figura 101(b) apresenta o aumento das energias no período das 08:00h às 17:00h, com valores máximos acumulados no coletor $3,03 \pm 0,007 MJ$, para uma energia incidente de $5,4 \pm 0,007 MJ$.

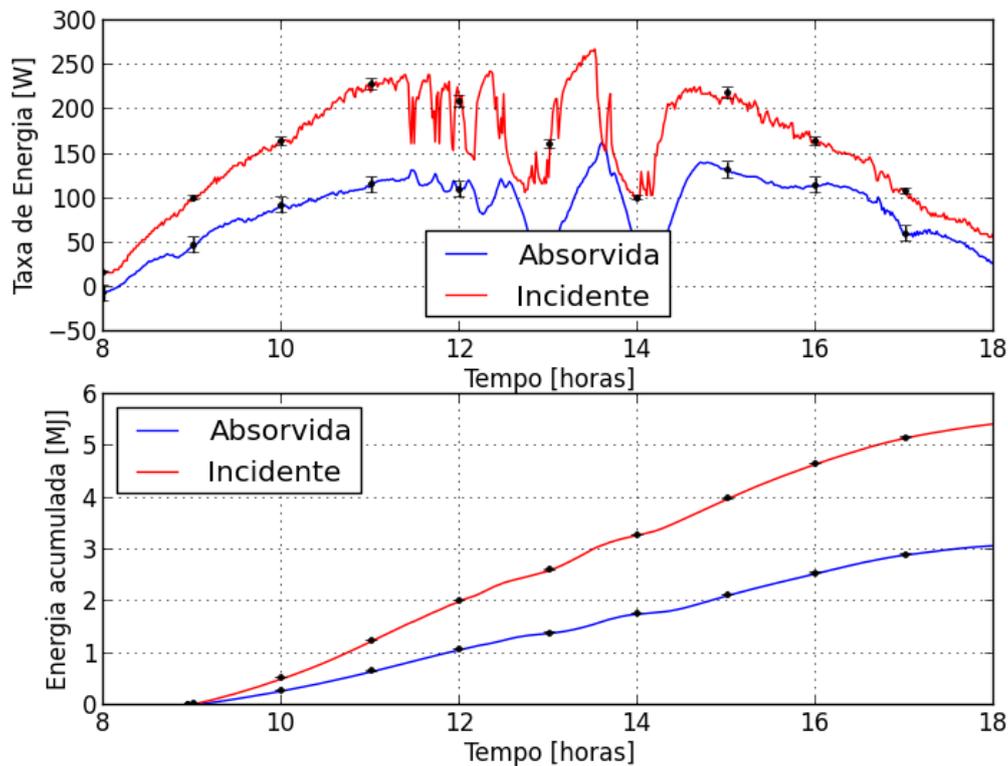


Figura 101: a) Energias transientes e b) acumuladas no coletor, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

As eficiências transientes η , calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica e pelo método teórico apresentado no APÊNDICE F, são comparadas na Figura 102.

Com presença de ar no espaço anular, as eficiências, tanto pela Primeira Lei da Termodinâmica quanto pelo método teórico apresentam uma redução de aproximadamente de 2% em relação à configuração 3, uma vez que há resistência térmica nesse espaço anular.

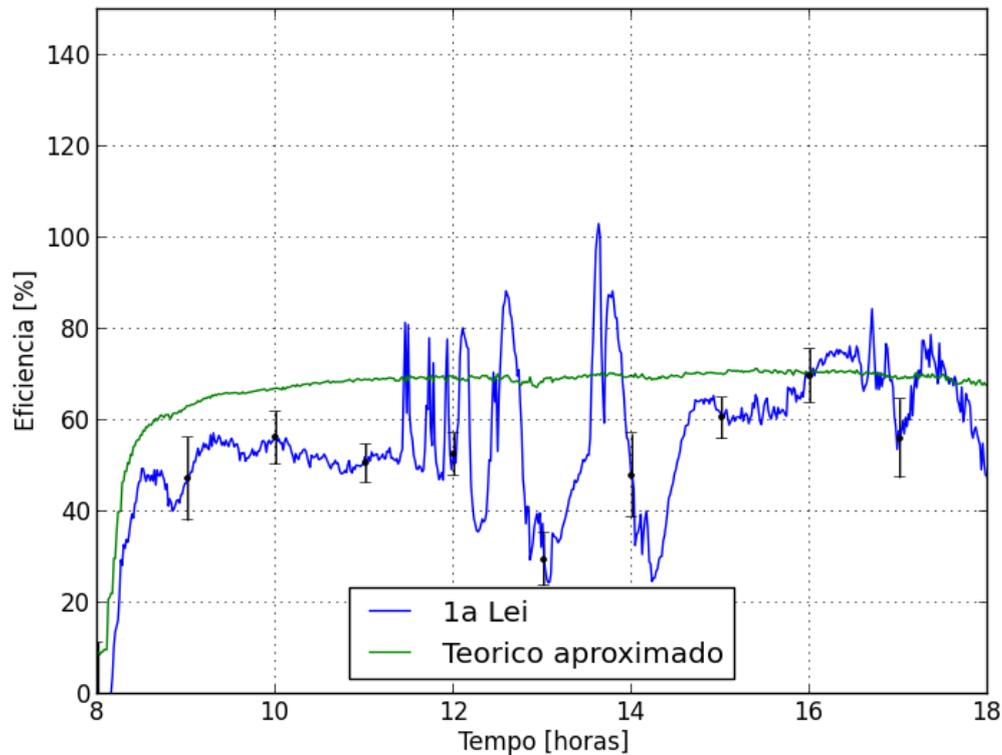


Figura 102: Eficiências transientes, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

As curvas características do coletor para esta configuração são apresentadas na Figura 103, com uma eficiência inicial de 62,27% [$F_R(\tau\alpha)$] para um coeficiente angular de $-15,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [$F_R(U_P)$], sendo uma diferença de 5,73% na eficiência entre as curvas experimental e teórica. O aumento do coeficiente angular da curva teórica $F_R U_P$ é decorrente da presença de ar no espaço anular, onde a convecção natural é agora considerada.

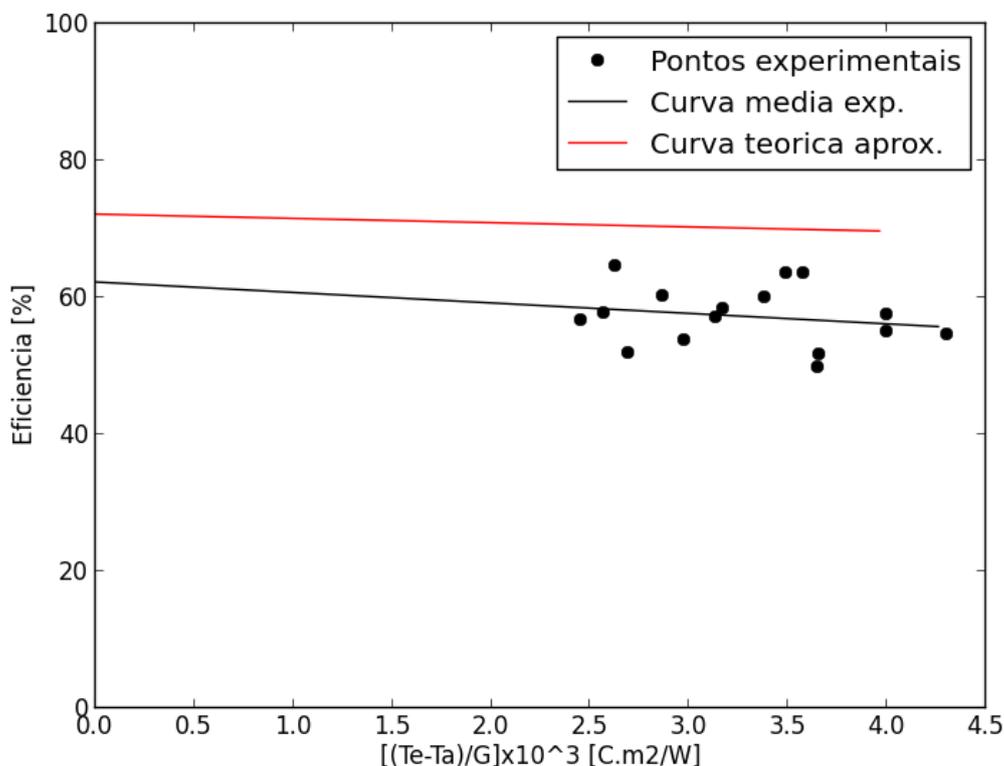


Figura 103: Características do coletor, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

Os perfis transientes experimentais e perfeitamente estratificados da água no reservatório são apresentados na Figura 104.

O maior armazenamento de energia ocorre entre 15:00h e 16:00h, onde o maior espaçamento ocorre entre os perfis perfeitamente estratificados.

Até às 12:00h a estratificação térmica experimental tem um comportamento uniforme, sem deflexão nas isóclinas. Às 13:00h há uma inflexão nas isóclinas provocada pela passagem de nuvens sobre o local do experimento, com alternâncias de sol e nuvens. A partir das 17:00h, ocorre a redução do mecanismo da dinâmica de carga devido à queda da intensidade solar.

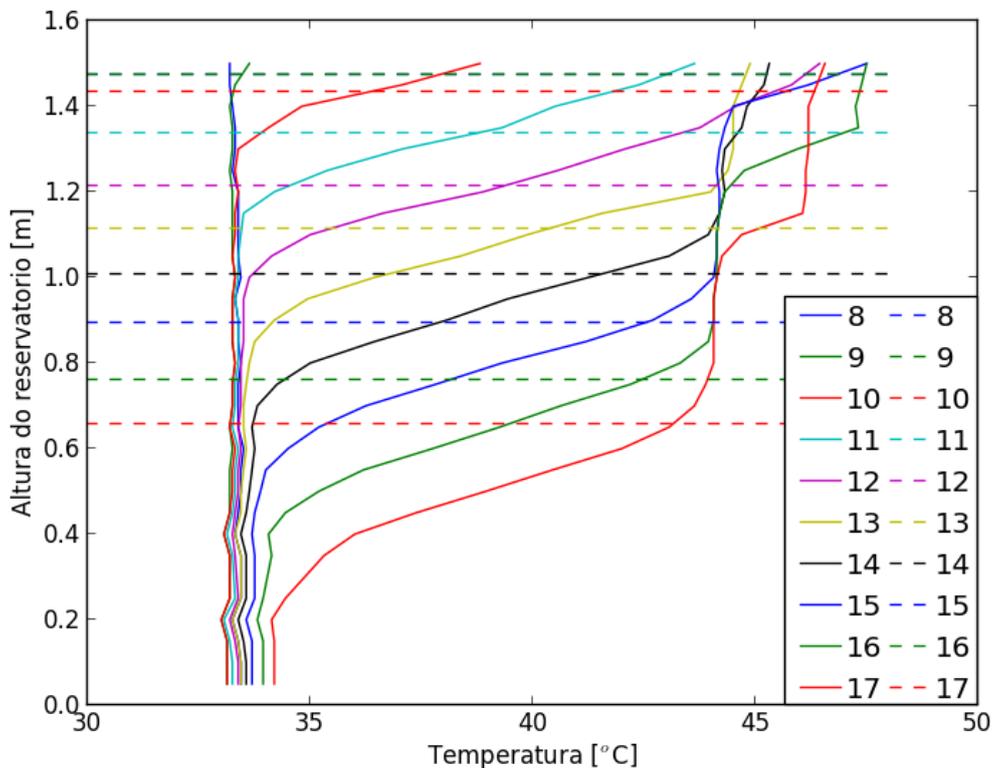


Figura 104: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

A Figura 105(a) apresenta os momentos de energia para o perfil estratificado, experimental e homogeneizado e a eficiência da estratificação térmica MIX' calculado pela Equação (22) e utilizados para avaliação da estratificação térmica da água no reservatório, Figura 105(b).

Os momentos máximos são de 14,6 MJ, $14,1 \pm 0,0003 MJ$ e 13,4 MJ para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente.

A eficiência máxima da estratificação ocorre às 12:40h com valor aproximado de 83,2%, para o mesmo instante de tempo da máxima insolação térmica, segundo a Figura 100.

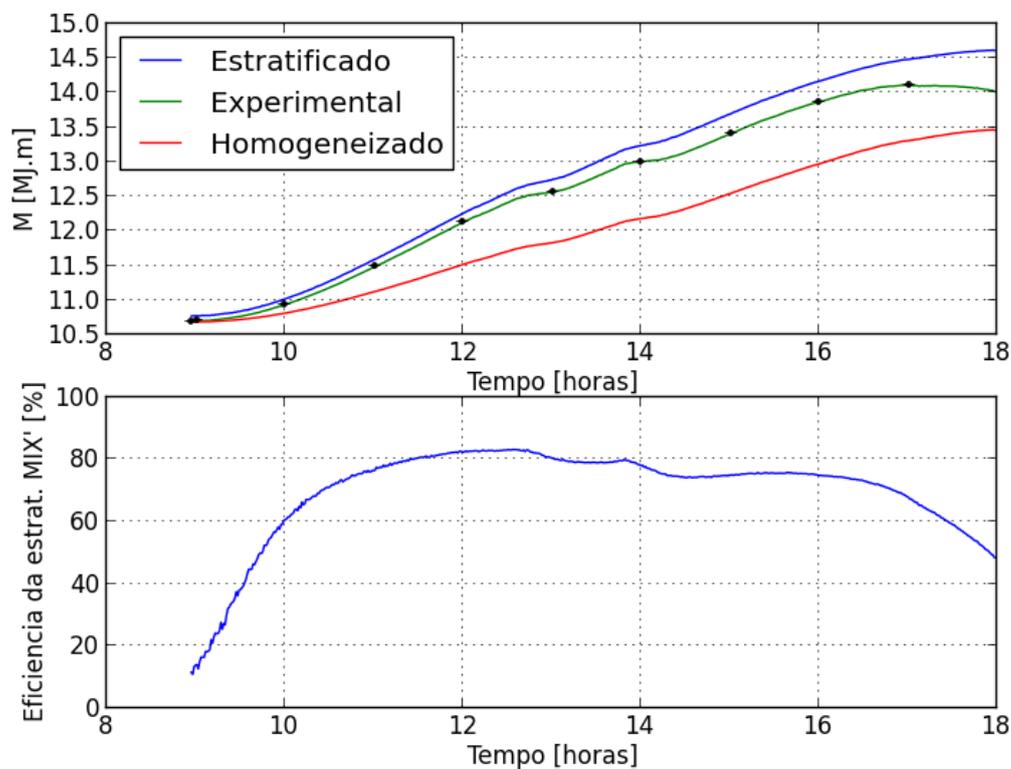


Figura 105: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

A Figura 106(a) apresenta os perfis de exergia estratificado, experimental e homogeneizado, com valores máximos de 161 KJ, $139,5 \pm 1,08$ KJ e 130 KJ, respectivamente. O coeficiente de estratificação CE , Figura 106(b), tem seu valor máximo de 59% às 12:40h, o que está coerente com a análise feita da Figura 105(b).

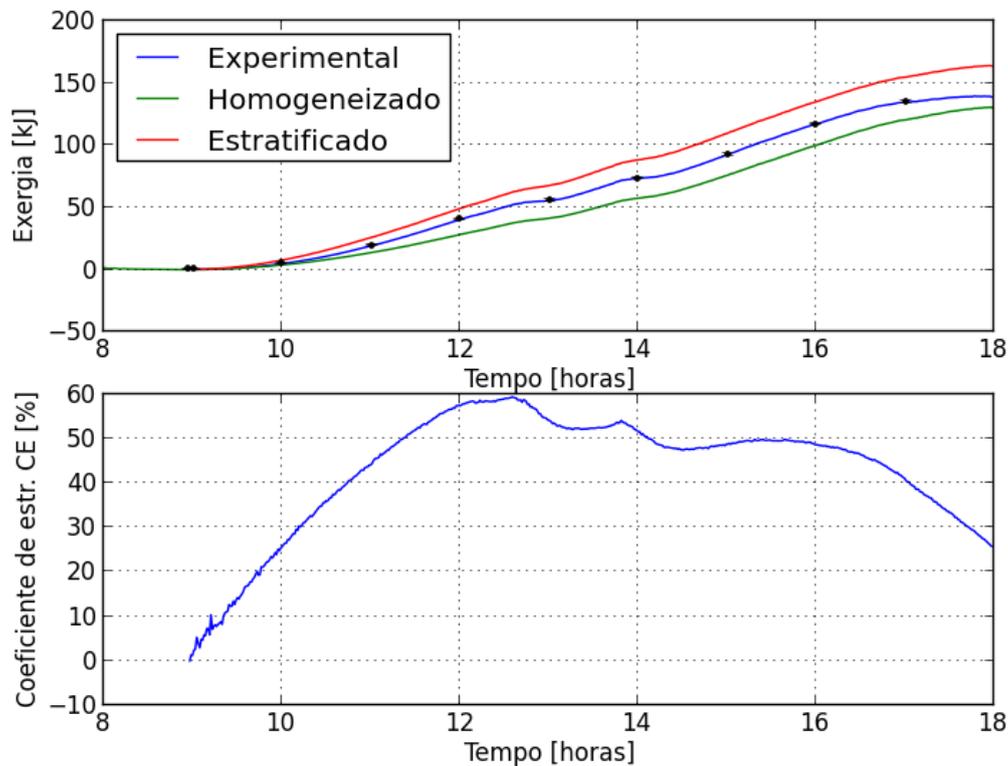


Figura 106: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação (CE), para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

Na Figura 107 são apresentadas as eficiências do processo de estratificação térmica da água, pelos perfis transientes dos coeficientes de estratificação MIX' e o CE , com valores máximos de 86,2% e 59%, respectivamente. Comparando com a configuração 3, houve uma redução nessas eficiências decorrente da presença do ar no espaço anular.

O comportamento dos perfis de MIX' e CE são semelhantes, divergentes e crescentes até às 12:00h quando atingem suas intensidades máximas, constantes em declínio até às 16:00h e convergentes com declínio até às 18:00h, devido a queda na intensidade solar nesse período.

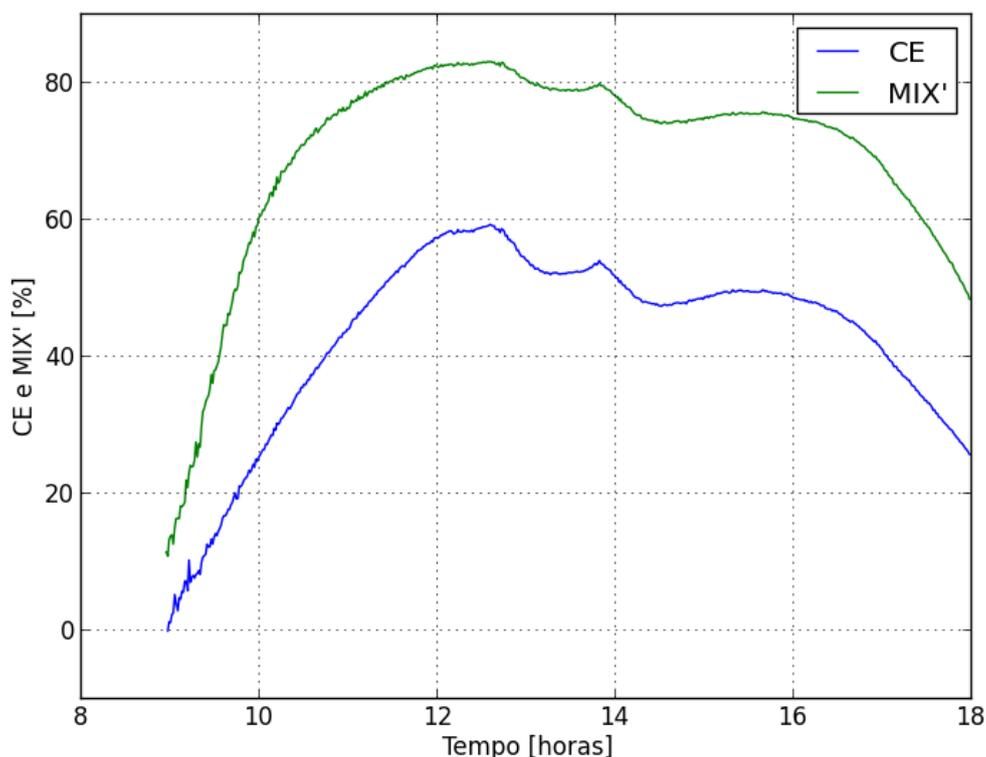


Figura 107: Comparação entre MIX' e CE , para o tubo encapsulado com ar e com CPC.

6.6. Configuração 5: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, evacuado e sem CPC - 21/03/2017.

Analogamente à configuração 1, não foi instalado o concentrador CPC e, portanto, os dois radiômetros ⑧ e ⑨ da Figura 75 serão utilizados para os cálculos uma vez que a irradiação refletida do piso reflete nos resultados.

As Figuras 108 (a), (b) e (c), apresentam respectivamente, os perfis de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente. Na Figura 108(a), observa-se que a máxima intensidade solar tanto para a irradiação incidente como para a refletida ocorrem às 13:20h, enquanto que a temperatura máxima da água às 14:00h.

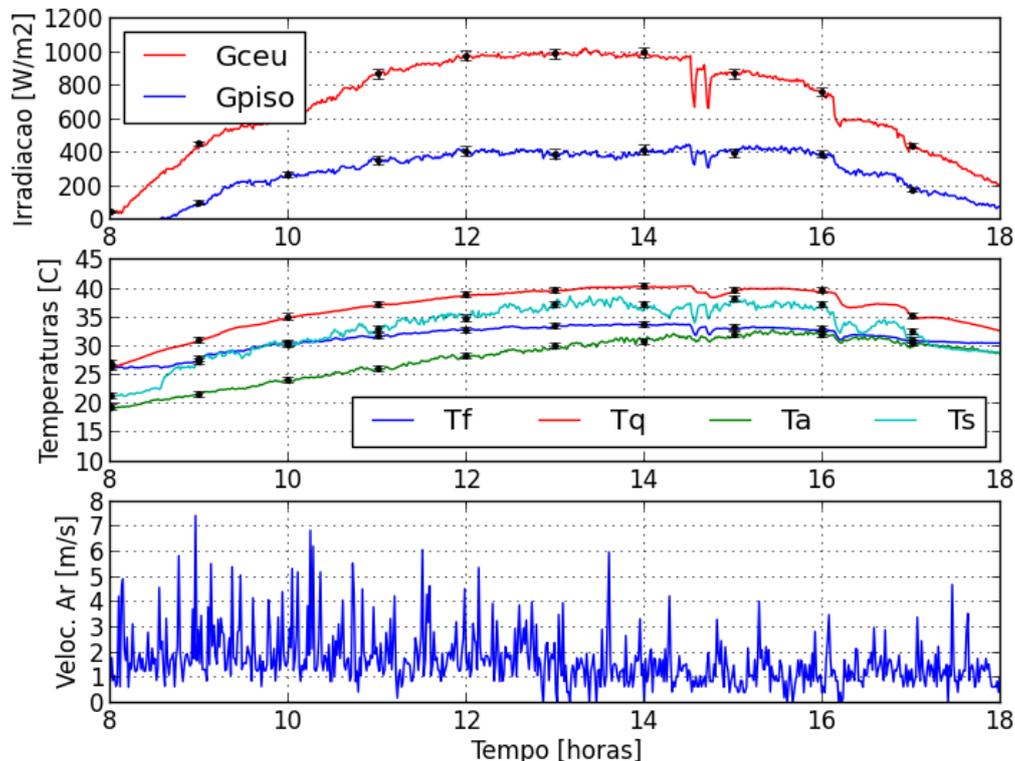


Figura 108: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

A Figura 109 apresenta os perfis transientes das energias calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, ou seja, energia incidente e absorvida. Para o cálculo da energia pela Primeira Lei da Termodinâmica, é utilizada a área projetada do tubo de vidro, ou seja, o produto do diâmetro do (D_v) pelo comprimento do tubo L .

Das 08:00h às 09:00h a taxa de transferência de calor absorvida é maior que a incidente em decorrência da baixa intensidade solar. As energias incidente e absorvida máximas foram de $150,2 \pm 4,5 W$ e $110,6 \pm 10,5 W$, respectivamente, entre os instantes 12:00h e 14:30h.

As energias acumuladas, incidente e absorvida pelo coletor foram de $3,6 \pm 0,005 MJ$ e $2,5 \pm 0,005 MJ$ respectivamente, para irradiação solar máxima incidente de $1000 W/m^2$ e refletida de $400 W/m^2$, Figura 108(a). Assim, em

relação às configurações 3 e 4 houve uma redução das referidas energias acumuladas.

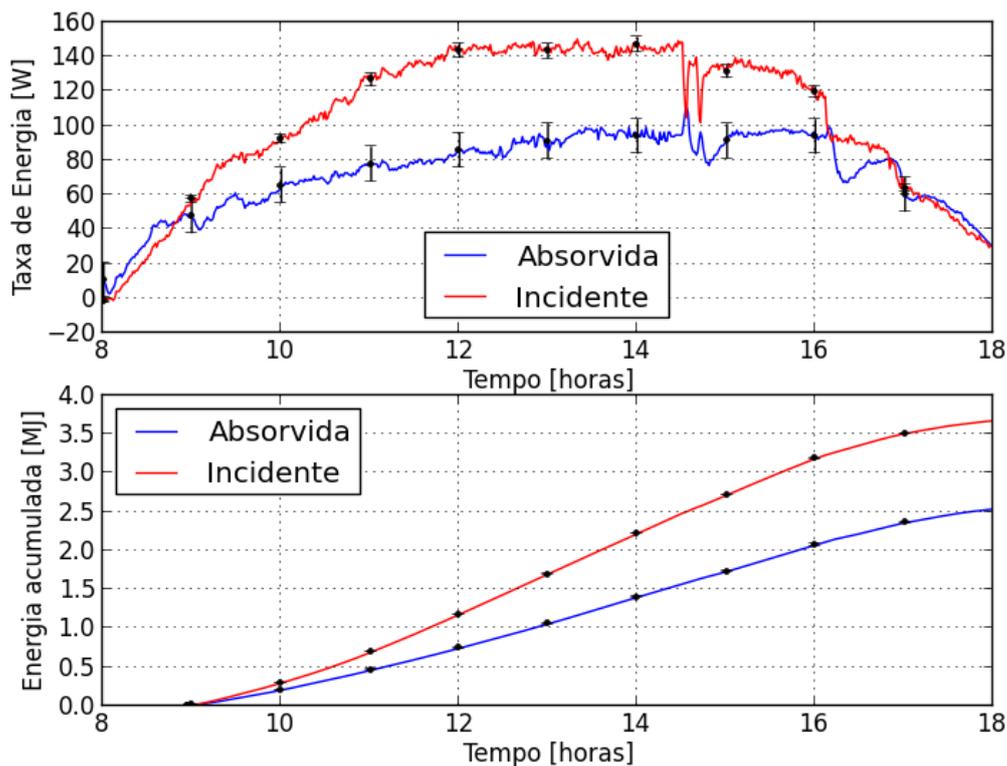


Figura 109: Energias: a) transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

As eficiências instantâneas η , calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica e pelo método teórico apresentado no APÊNDICE F, são comparadas na Figura 110.

Com a retirada do concentrador CPC o coletor solar fica exposto às irradiações oriundas do céu e do piso, o que aumenta a instabilidade dos respectivos perfis.

No período entre 08:00h e 09:00h, observa-se que a eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica é superior a calculada pelo Método Aproximado, isso é devido a inércia térmica da água no reservatório e baixa intensidade solar e entre 16:00h e 18:00h ocorre o mesmo fenômeno. Às 14:30h há dois picos de eficiência devido a presença de nuvens.

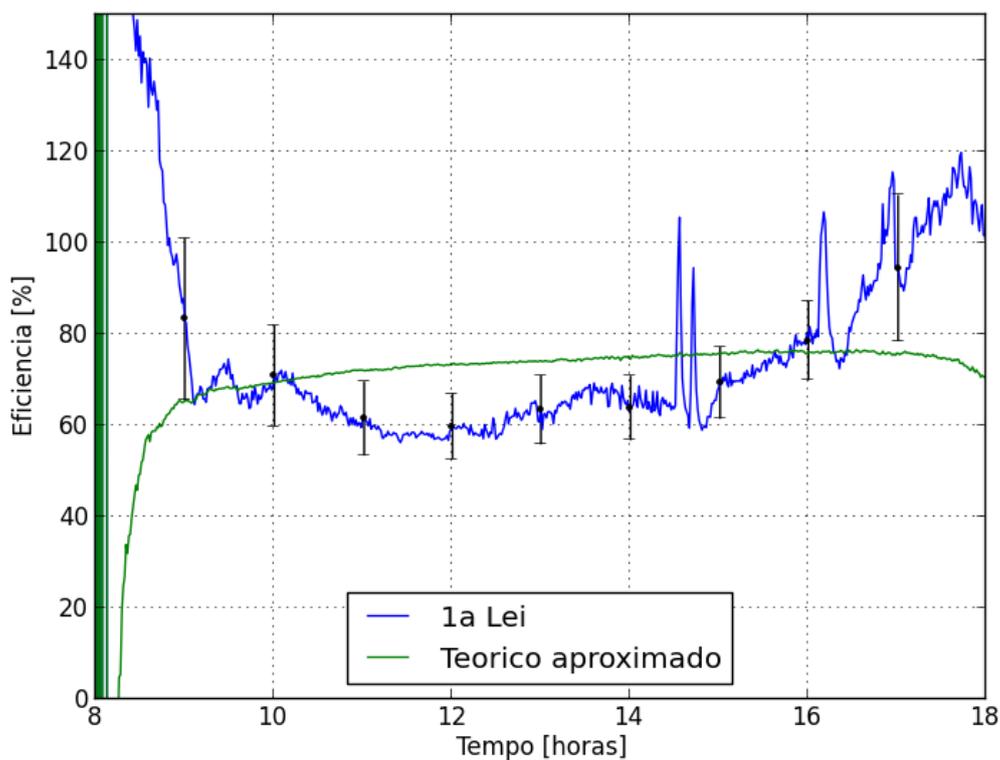


Figura 110: Eficiências transientes, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

As características do coletor são apresentadas na Figura 111 com uma eficiência inicial de 72,04% [$F_R(\tau\alpha)$] e coeficiente angular de $-36,88 \text{ W/m}^2 \cdot K$ [$F_R(U_P)$]. O aumento do coeficiente angular experimental é decorrente da retirada do concentrador CPC, o que expõe o coletor à irradiação oriunda do piso.

Apesar do aumento inicial da eficiência em relação às configurações 3 e 4, houve um aumento no coeficiente angular, o que representa aumento das perdas de calor para o ambiente.

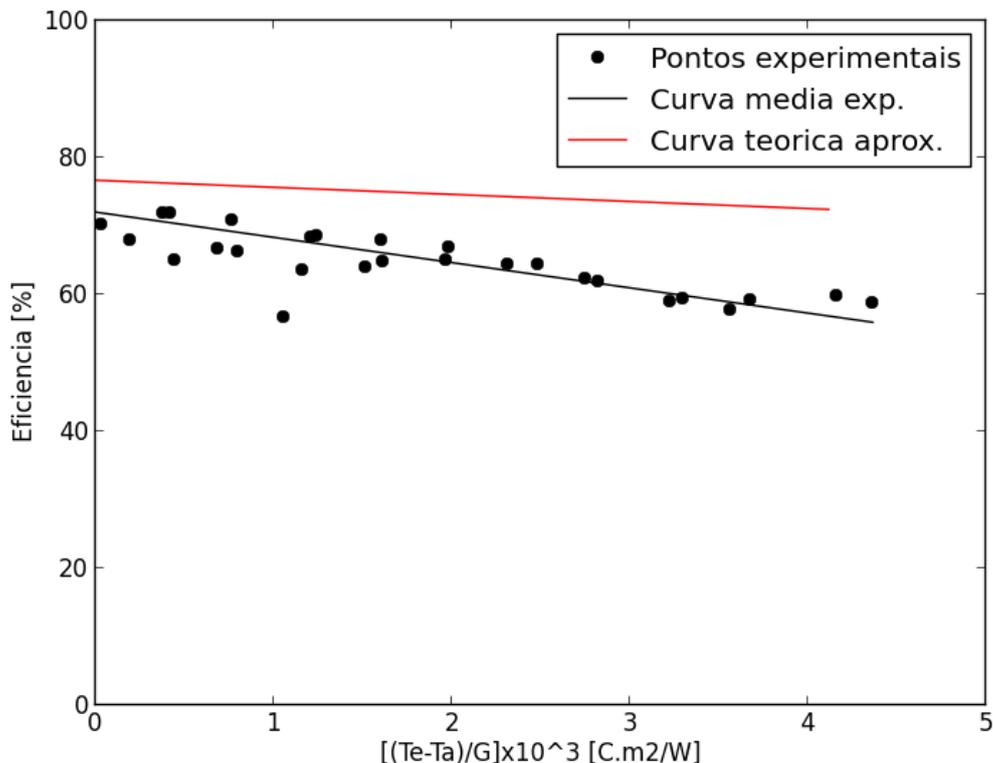


Figura 111: Características do coletor, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

Os perfis transientes experimentais e perfeitamente estratificados da água no reservatório são apresentados na Figura 112.

O maior armazenamento de energia ocorre entre 13:00h e 15:00h, onde o espaçamento entre os perfis perfeitamente estratificados é maior.

Até às 12:00h a estratificação térmica experimental tem um comportamento uniforme, sem deflexão nas isóclinas. Às 15:00h há uma inflexão nas isóclinas provocada pela passagem de nuvens sobre o local do experimento, visualizada na Figura 108(a). A partir das 17:00h, ocorre a redução do mecanismo da dinâmica de carga devido a queda da intensidade solar.

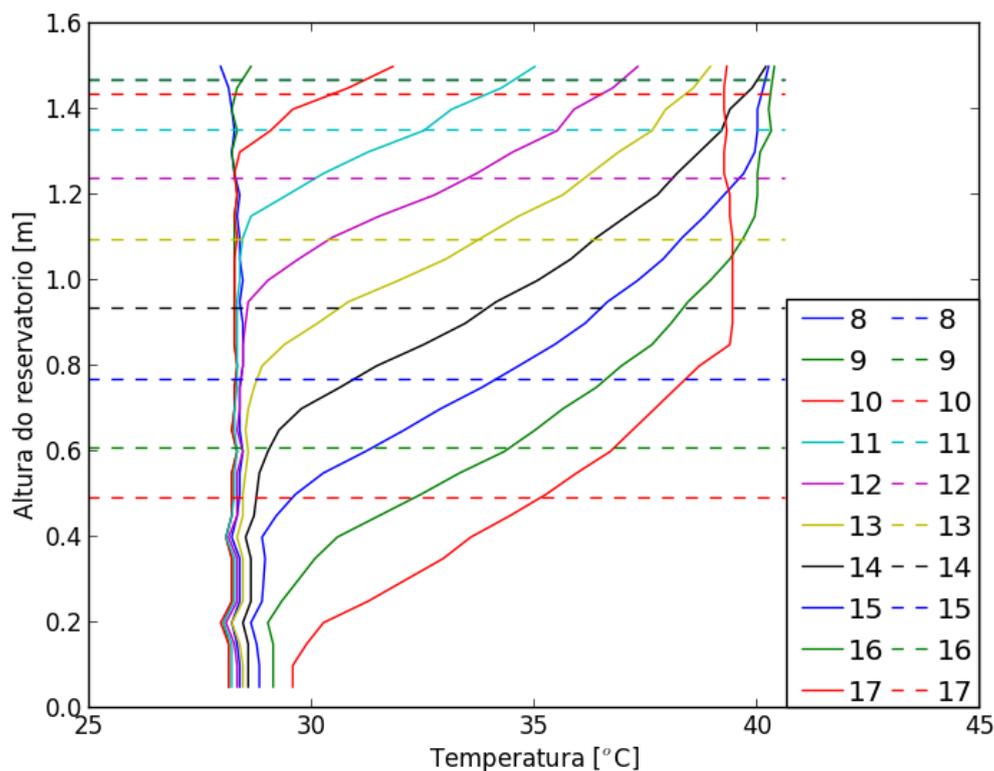


Figura 112: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

A Figura 113(a) apresenta o momento de energia para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado e para o *MIX'*, Figura 113(b), utilizado na avaliação da estratificação térmica do reservatório.

Os momentos máximos são de 12,7 MJ, $12,3 \pm 0,0002$ MJ e 11,8 MJ para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente. O *MIX'* máximo ocorre às 14:30h com valor aproximado de 81,0%.

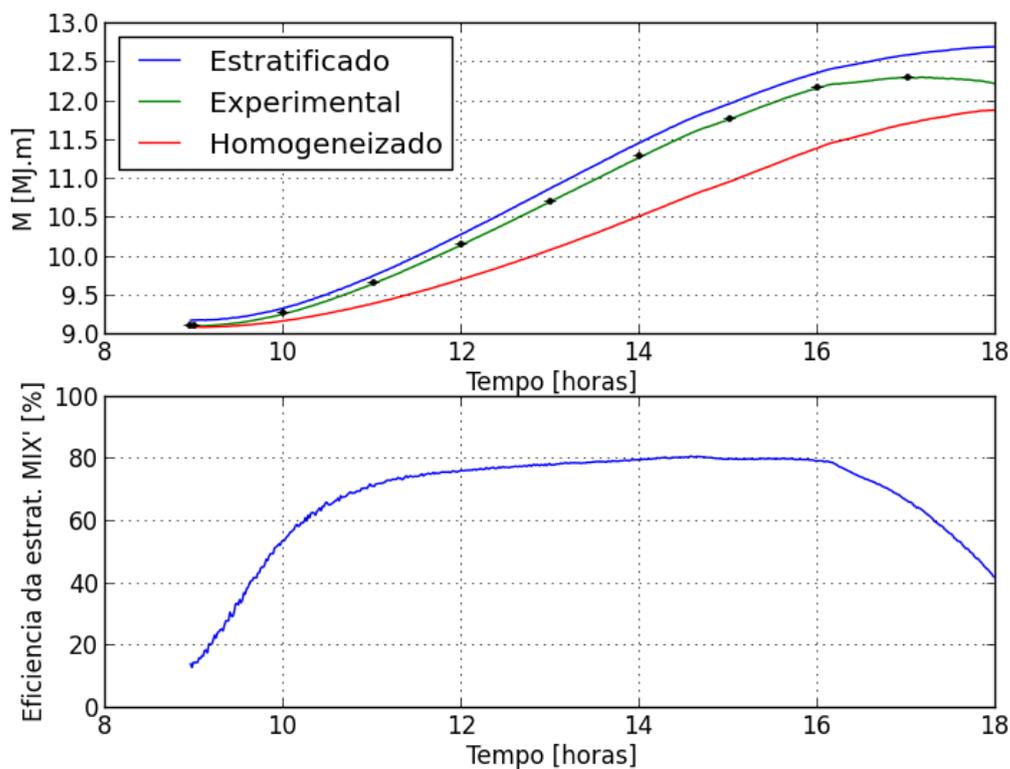


Figura 113: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

A Figura 114(a) apresenta a exergia dos perfis estratificado, experimental e homogeneizado e com valores máximos de 90 kJ, $75,0 \pm 0,7 \text{ kJ}$ e 70 kJ, respectivamente. O coeficiente de estratificação CE , Figura 114(b) tem seu valor máximo de 56% às 14:30h.

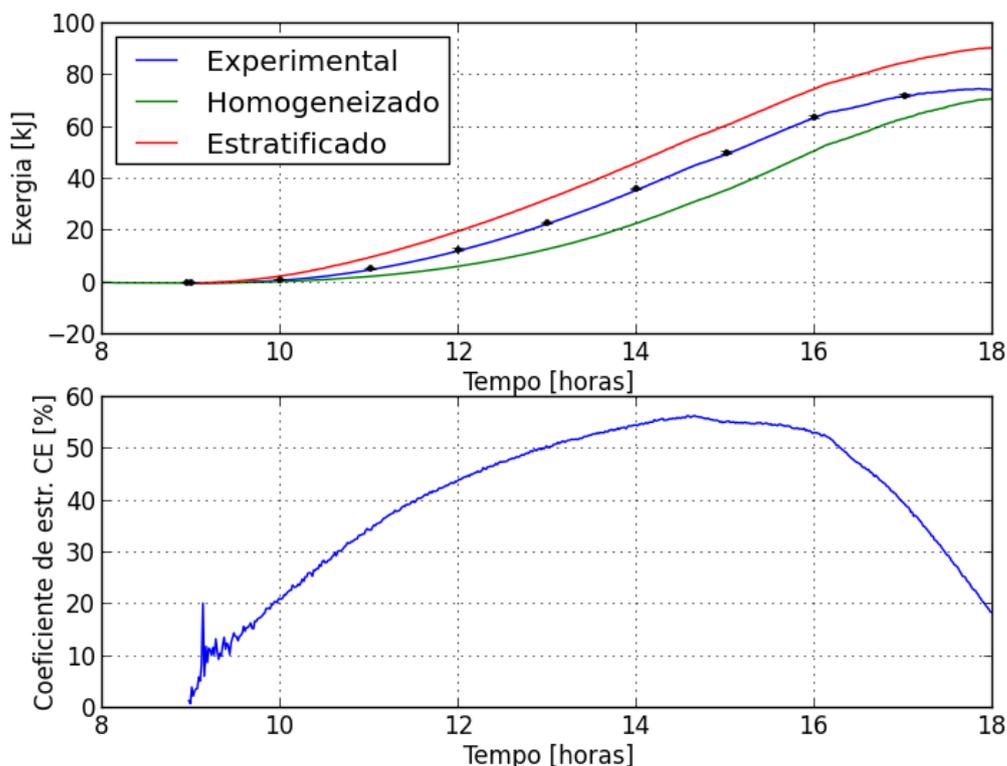


Figura 114: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação (CE), para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

Na Figura 115 são apresentadas as eficiências do processo de estratificação térmica da água, pelos perfis transientes dos coeficientes de estratificação MIX' e o CE , com valores máximos de 81,0% e 56%, respectivamente. Comparando com as mesmas curvas da configuração 4, observa-se uma redução nessas eficiências decorrente da retirada do concentrador CPC.

Os comportamentos são semelhantes, divergentes com MIX' maior que CE e ambos crescentes até as 11:00h. Entre 11:00h e 16:00h, embora crescentes, observa-se um crescimento menos acentuado de MIX' em relação a CE . Das 14:30h às 16:00h, os perfis são aproximadamente constantes e convergentes com declínio até às 18:00h, devido a menor intensidade solar nesse período.

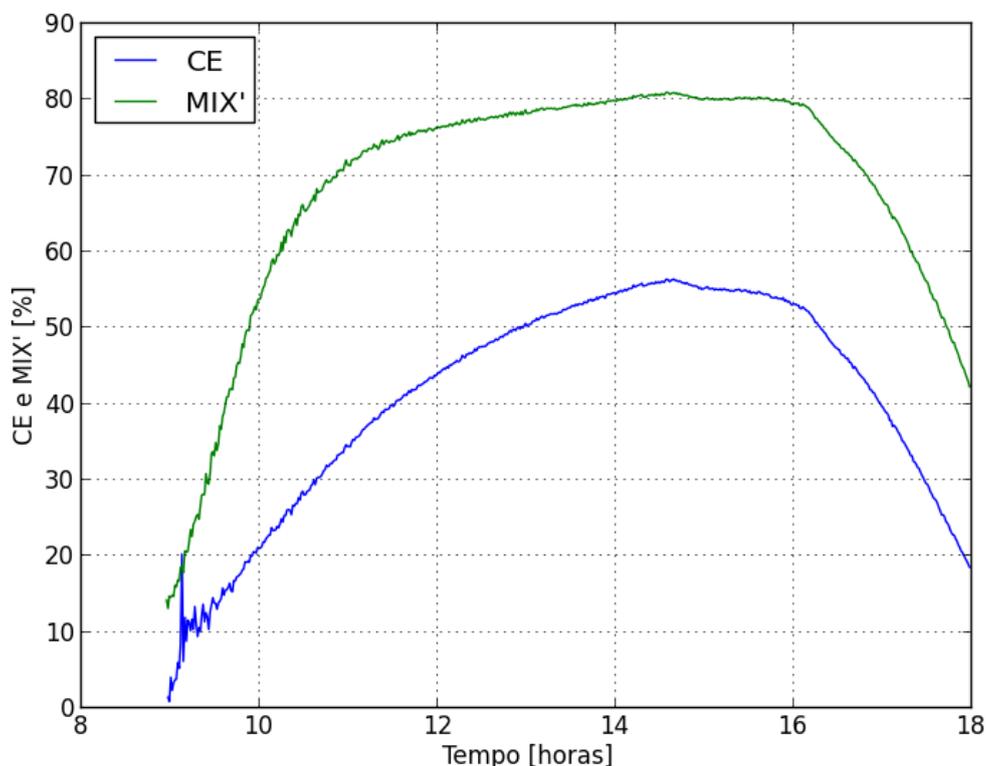


Figura 115: Comparação entre MIX' e CE , para um tubo encapsulado evacuado e sem CPC.

6.7. Configuração 6: Tubo coletor solar de cobre enegrecido, com encapsulamento de vidro, com ar e sem CPC - 29/03/2017.

Analogamente às configurações 1 e 5, não foi instalado o concentrador CPC. Portanto as irradiações medidas pelos dois radiômetros ⑧ e ⑨ da Figura 75 são utilizados para os cálculos, uma vez que a radiação refletida do piso se faz presente nos resultados.

As Figuras 116 (a), (b) e (c), apresentam respectivamente, os perfis de irradiação solar, temperaturas e velocidade do ar ambiente. Na Figura 116(a), observa-se que a máxima intensidade solar tanto para a irradiação incidente como para a refletida ocorrem às 13:20h, enquanto que a temperatura máxima da água às 14:00h.

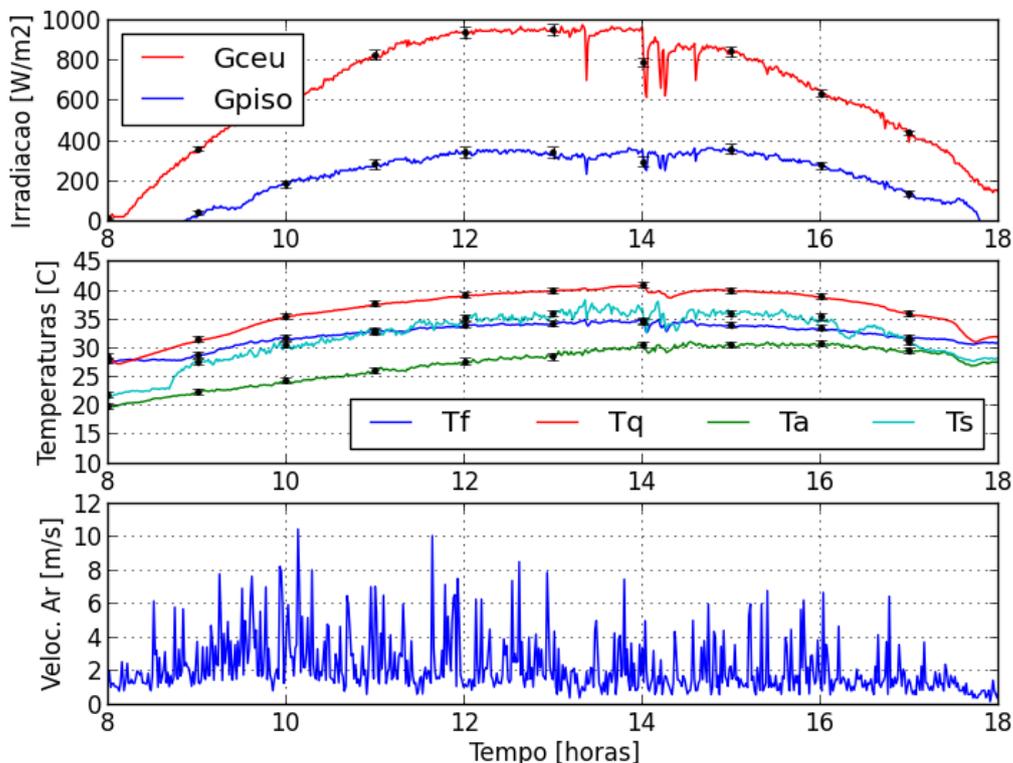


Figura 116: a) Irradiação solar - b) Temperaturas - c) Velocidade do ar ambiente, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.

A Figura 117(a) apresenta os perfis de energias, com seus valores máximos $139,0 \pm 4,3 W$ e $85,0 \pm 10,5 W$, incidente e absorvida pelo coletor, respectivamente. Os picos negativos de energia incidente referem-se à passagens de nuvens sobre o local do experimento.

Na Figura 117(b) são apresentados os perfis das energias acumuladas de $2,1 \pm 0,005 MJ$ e $3,2 \pm 0,005 MJ$ absorvida e incidente, respectivamente. É observada uma redução das referidas energias em relação à configuração 5, decorrente da presença de ar no espaço anular.

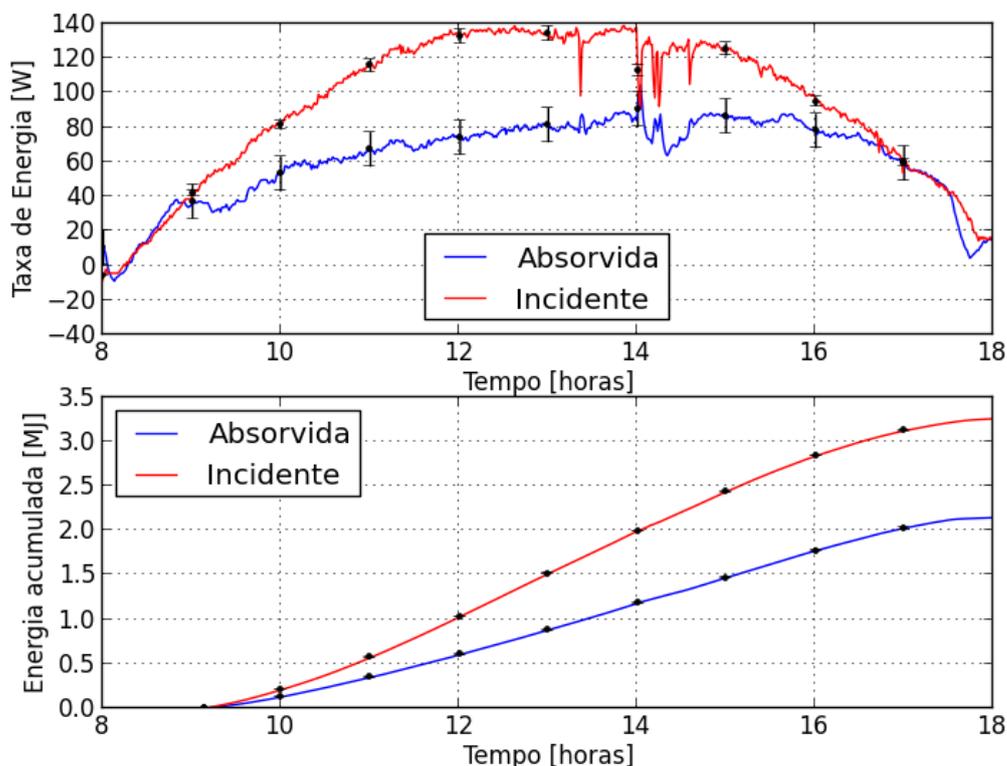


Figura 117: Energias: a) transientes e b) acumuladas, calculadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.

A eficiência transiente η , Figura 118, é obtida utilizando os cálculos de eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica e teoricamente pelo método descrito no APÊNDICE F.

No período entre 08:00h e 10:20h, observa-se que a eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica é superior a calculada pelo Método Aproximado, isso é devido a inércia térmica da água no reservatório e baixa intensidade solar e entre 15:00h e 18:00h ocorre o mesmo fenômeno. Entre 13:30h e 14:40h há picos de eficiência devido a presença de nuvens. A presença do ar no espaço anular aumenta a instabilidade dos perfis.

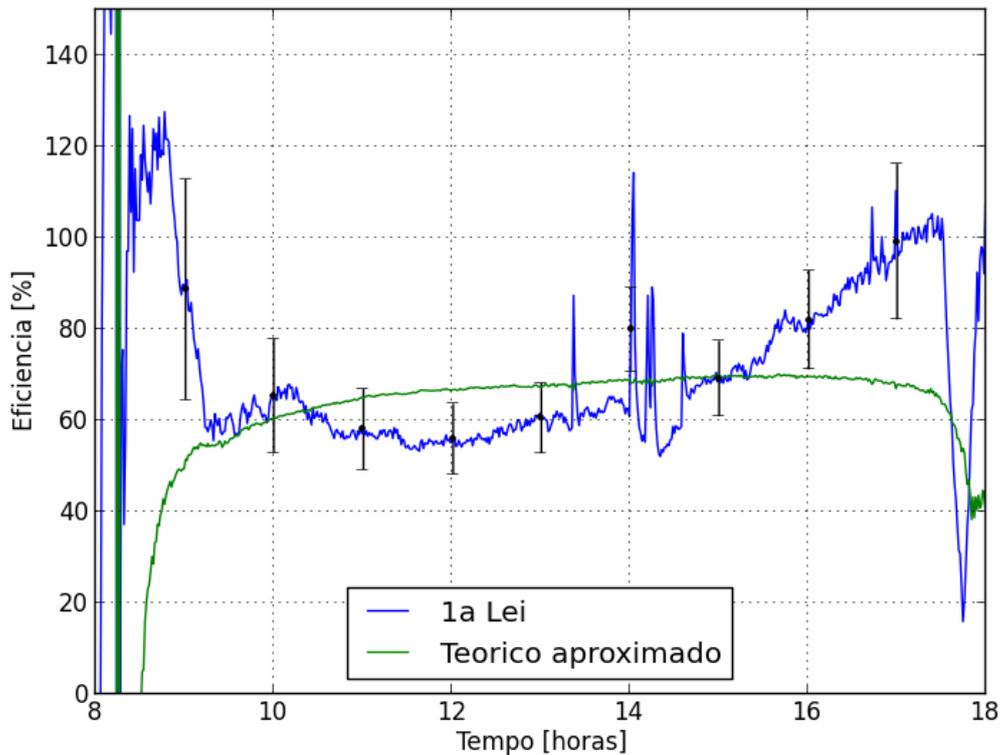


Figura 118: Eficiências transientes, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.

A Figura 119 apresenta as características do coletor, com eficiência inicial de 78,18% [$F_R(\tau\alpha)$] para um coeficiente angular de $-40,69 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ [$F_R(U_P)$]. O aumento do referido coeficiente experimental é decorrente da presença do ar no espaço anular.

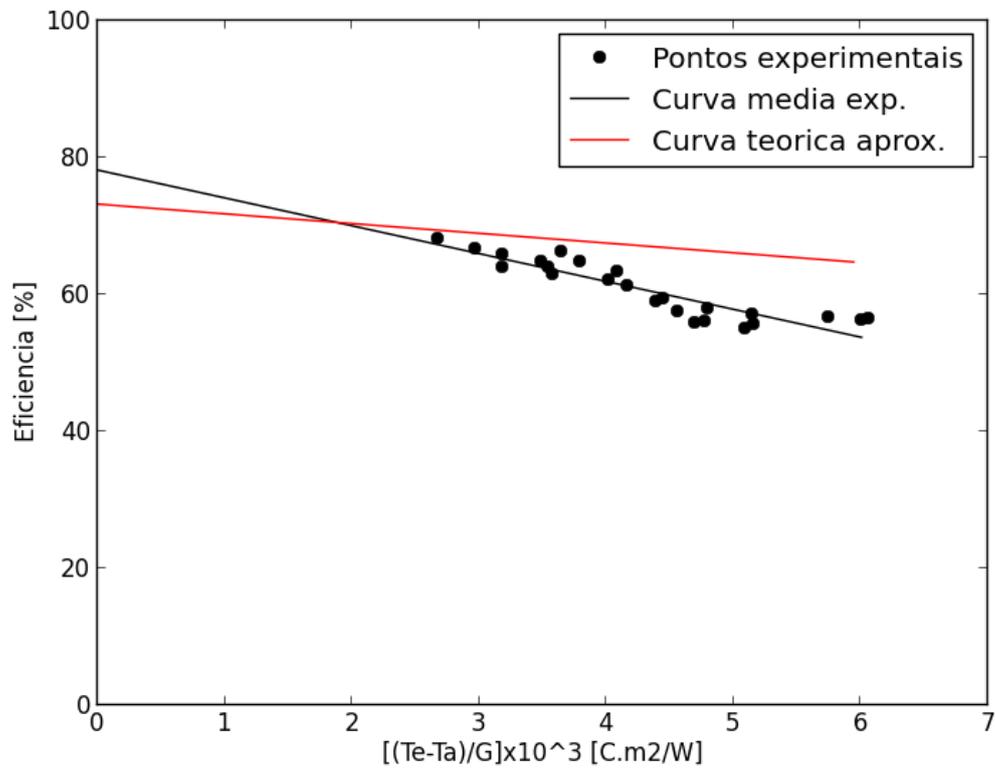


Figura 119: Características do coletor, para um tubo encapsulado com ar e sem CPC.

As isóclinas da água no reservatório são apresentadas na Figura 120, onde o maior armazenamento de energia ocorre entre 13:00h e 15:00h.

Às 16:00h há uma redução do mecanismo da dinâmica de carga, observada pela verticalização das isóclinas, decorrente da baixa intensidade solar.

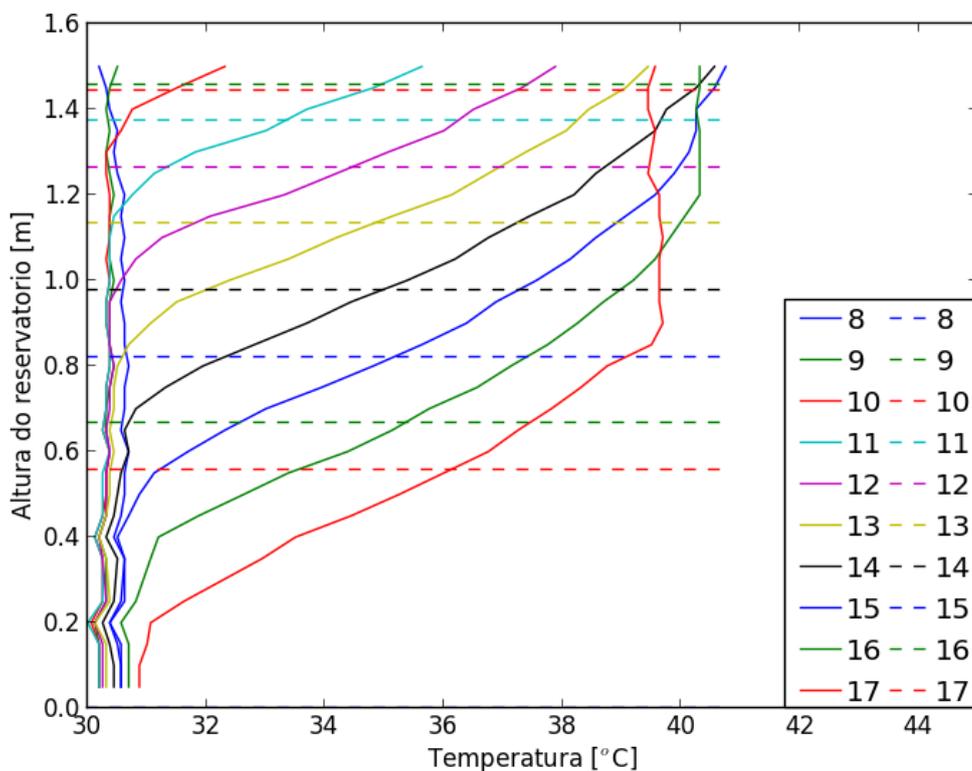


Figura 120: Comportamento das isóclinas no interior do reservatório térmico, para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.

As Figuras 121 (a) e (b) apresentam o momento de energia para o perfil estratificado, experimental e homogeneizado e a eficiência da estratificação (MIX') utilizado para avaliação da estratificação térmica da água no reservatório.

Os momentos máximos são de 12,6 MJ, $12,4 \pm 0,0002 MJ$ e 11,9 MJ para os perfis estratificado, experimental e homogeneizado, respectivamente para às 18:00h. O MIX' máximo ocorre às 15:20h com valor aproximado de 84,0%.

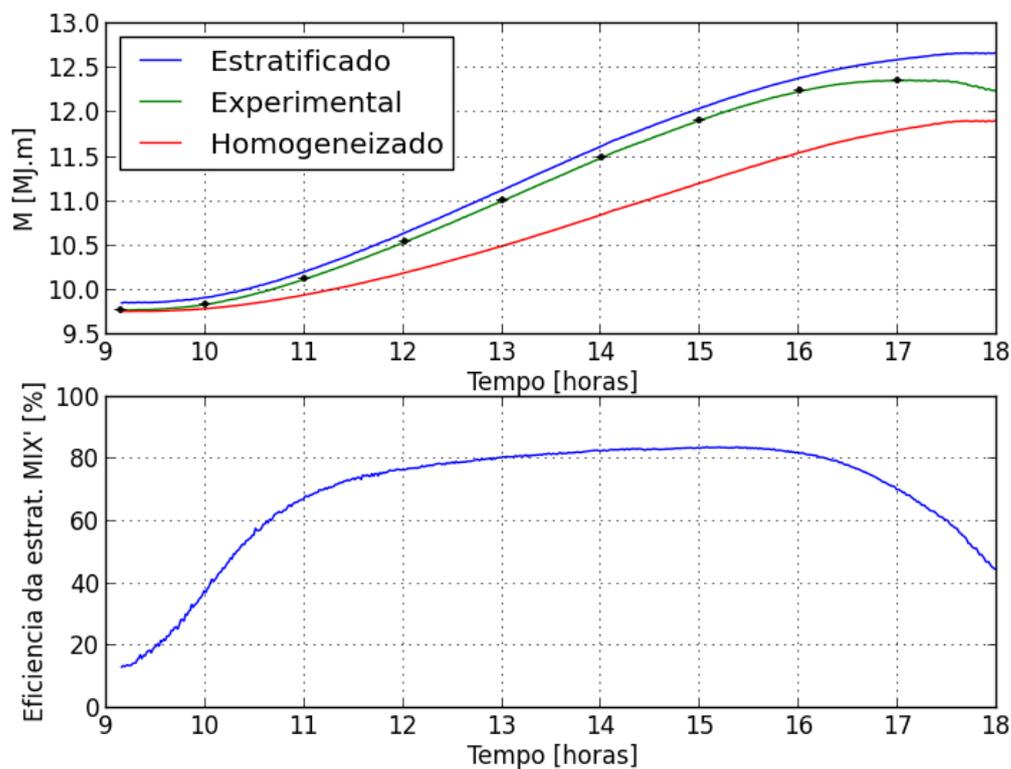


Figura 121: a) Momento de energia e b) Eficiência da estratificação (MIX'), para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.

A Figura 122(a) apresenta a exergia dos perfis estratificado, experimental e homogeneizado com valores máximos de 80 kJ, $69,7 \pm 0,7$ kJ e 64 kJ, respectivamente, para o instante de 18:00h. O coeficiente de estratificação CE , Figura 122(b) tem seu valor máximo de 62% às 15:20h.

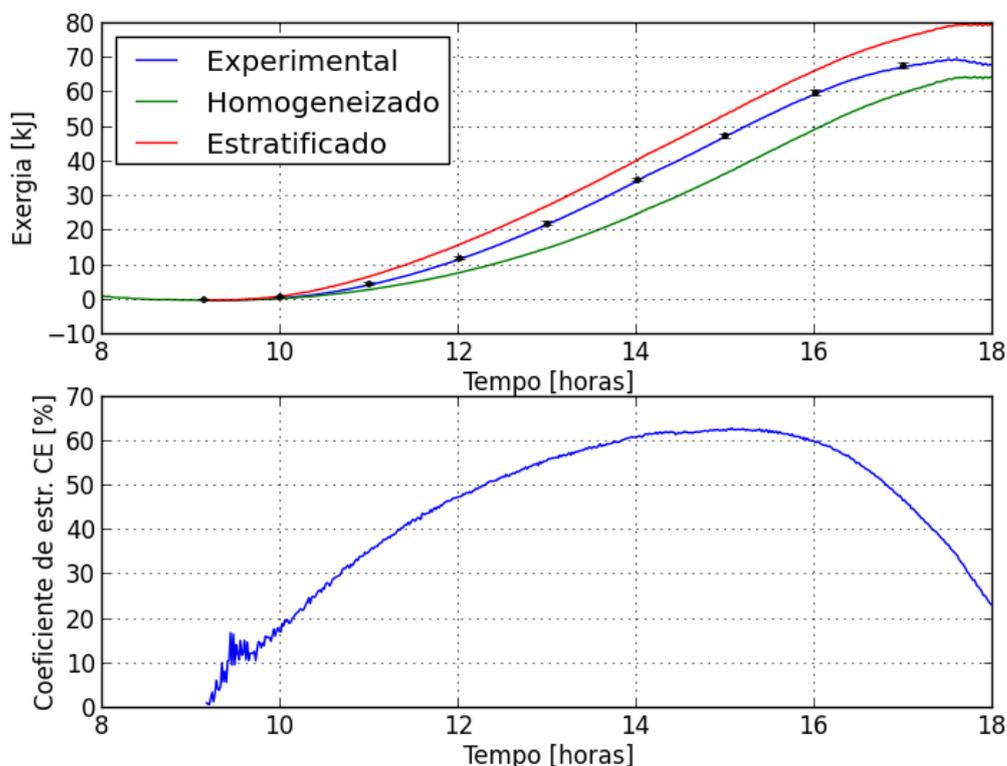


Figura 122: a) Exergia e b) Coeficiente de estratificação (CE), para o tubo encapsulado, com ar e sem CPC.

A Figura 123 compara o comportamento entre o MIX' e CE , onde se observa que os comportamentos são semelhantes, divergentes com MIX' maior que CE e ambos crescentes até as 11:30h. Entre 11:30h e 15:30h o MIX' tem crescimento de menor intensidade que CE e convergentes com declínio até às 18:00h, devido a menor intensidade solar nesse período. Ambos atingem seus valores máximos de 62% para o CE e 84% para o MIX' , no instante 15:20h. Comparando-se com os valores obtidos na configuração 5, ou seja, 56% para o CE e 81 % para o MIX' , tem-se uma queda, decorrente da presença do ar no espaço anular. Nessa comparação pode-se concluir que o sistema com CPC, mesmo com a presença de ar no espaço anular, produz melhores resultados em relação ao sistema sem CPC e com tubo evacuado.

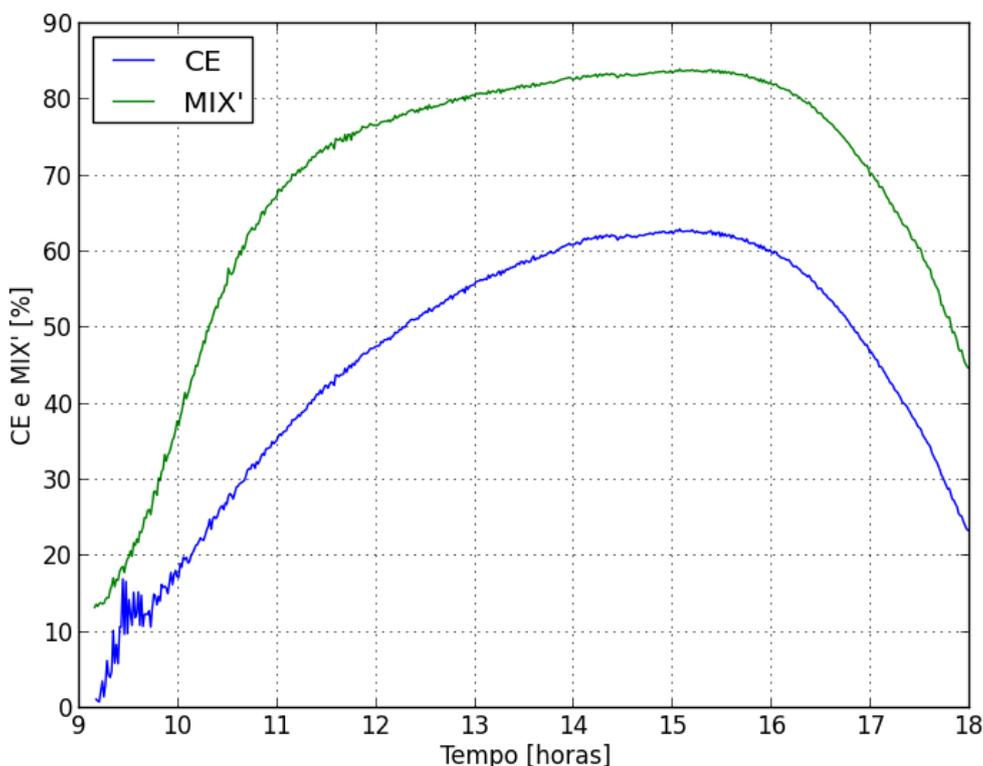


Figura 123: Comparação entre MIX' e CE , para o tubo encapsulado sem vácuo e sem CPC.

6.8. Resumo das configurações para as características do coletor

As características de todas as configurações são apresentadas nas Figuras 124 (a) e (b).

A configuração 3, representada na Figura 124(a), para tubo de cobre com encapsulamento de vidro, evacuado e CPC, representa a melhor configuração, apesar de menor eficiência inicial (54,92%), devido ao seu menor coeficiente angular de $-5,297 W/m^2 \cdot K$ proporcionar menor perda de calor para o ambiente. Comparando com a característica teórica [Figura 124(b)], ou seja, eficiência inicial (76,69%) e coeficiente angular de $-10,331 W/m^2 \cdot K$, tem-se um erro relativo de 39,64% para a eficiência inicial e 95,03% para o coeficiente angular. Tais diferenças podem ser devido ao fato do modelo teórico considerar somente tubos horizontais ou verticais e vácuo absoluto, como já comentado anteriormente. Assim, pode-se concluir pela impossibilidade de se

comparar os modelos, a menos que se obtenham modelos teóricos mais abrangentes.

A configuração 1 (experimental), que utiliza somente o tubo de cobre enegrecido sem encapsulamento e sem CPC é a menos eficiente de todas as configurações. Apesar de ter uma eficiência inicial de 90,30%, o coeficiente angular é de -89,51 significando grande perda de calor para o ambiente.

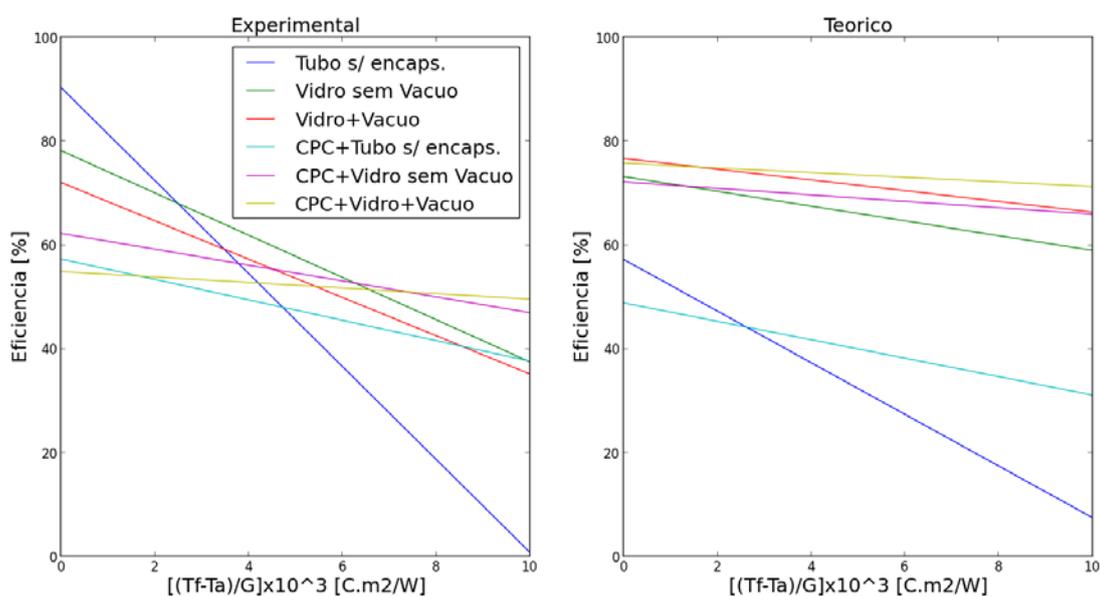


Figura 124: Características de todas as configurações: a) Experimental e b) Teórico.

Da impossibilidade de se comparar os modelos experimentais e teóricos, por esses parâmetros, apresenta-se na Tabela 4 os dados experimentais característicos das seis diferentes configurações para o sistema de coletor solar proposto.

Utilizando-se dos parâmetros coeficiente angular ($F_R U_P$), energia acumulada no coletor, momento de energia, eficiência da estratificação (MIX'), exergia e coeficiente de estratificação (CE), como já comparados em cada configuração, observa-se que a configuração 3 é a mais viável e a configuração 1 a menos viável, dentre as outras configurações.

Conforme definição de Duffie e Beckman (1980) e Kalogirou (2009), os coletores solares de placas planas são mais eficientes em aplicações de baixas

temperaturas enquanto os coletores por tubos evacuados têm sua melhor eficiência nas altas temperaturas. Assim, o coletor da configuração 1, embora mais eficiente apresenta uma grande perda de calor para o ambiente e portanto, menos eficiente que o coletor solar plano.

Observa-se também que no caso da configuração 6, a eficiência é menor que a configuração 1, mas o coeficiente angular é aproximadamente 50% menor do calculado pela configuração 1, ou seja, perde menos calor para o meio ambiente, somente com a instalação do encapsulamento e portanto, mais viável em relação a configuração 1.

Tabela 4 - Resumo das características experimentais das configurações.

Conf	(η)	$(F_R U_P)$ [W/m ² · K]	Coletor solar						Reservatório					
			Taxa de energia máx. no coletor [W]		Energia acum. coletor [MJ]		Mom. de energia [MJ]		MIX' [%]	Exergia [kJ]			CE [%]	
			Inc	Abs	Inc	Abs	Est	Exp		Hom	Est	Exp		Hom
1	90,30	-89,51	130,1	100,0	2,7	2,0	13,8	13,5	12,8	78,7	130	112,9	102	52
2	57,32	-19,66	248,7	132,6	5,3	2,5	14,0	13,6	13,1	83,4	120	106,2	100	59
3	54,92	-5,297	258,4	146,7	5,6	3,3	14,5	14,0	13,5	84,4	171	152,5	145	61
4	62,27	-15,29	268,0	163,0	5,4	3,03	14,6	14,1	13,4	83,2	170	139,5	130	59
5	72,04	-36,88	150,2	110,6	3,6	2,5	12,7	13,2	11,8	81,0	90	75,0	70	56
6	78,18	-40,69	139,0	85,0	3,2	2,1	12,6	12,4	11,9	84,0	80	69,7	64	62

As Figuras 125 (a) e (b) apresentam o comportamento dos perfis transientes para *CE* e *MIX'*, da estratificação térmica da água no interior do reservatório. De um modo geral e por facilidade de análise, os referidos resultados podem ser divididos em três períodos. No intervalo entre 09:00 e 12:30 horas, observa-se o crescimento dos perfis, tanto para *CE* como para *MIX'*, com melhores resultados para a configuração 4 (sistema de coletor parcial, ou seja, tubo com encapsulamento de vidro não evacuado e com CPC). As instabilidades do *CE* no início das operações referem-se à baixa inércia térmica do sistema.

Entre 12:30 e 14:00 horas, tem-se um período de transição, predominância das configurações 3, ou seja, a melhor resposta do sistema concentrador completo.

Com o declínio da intensidade da irradiação a partir das 14:00h, tem-se o predomínio da configuração 6.

Se a alimentação da água no coletor, para as configurações 3 e 6, for realizada com controle de acionamento térmico, em função da diferença de temperatura de entrada e saída do aquecedor ou por termo sifão, esses decaimentos seriam minimizados e assim, maior capacidade para realização de trabalho, ou seja, maior CE .

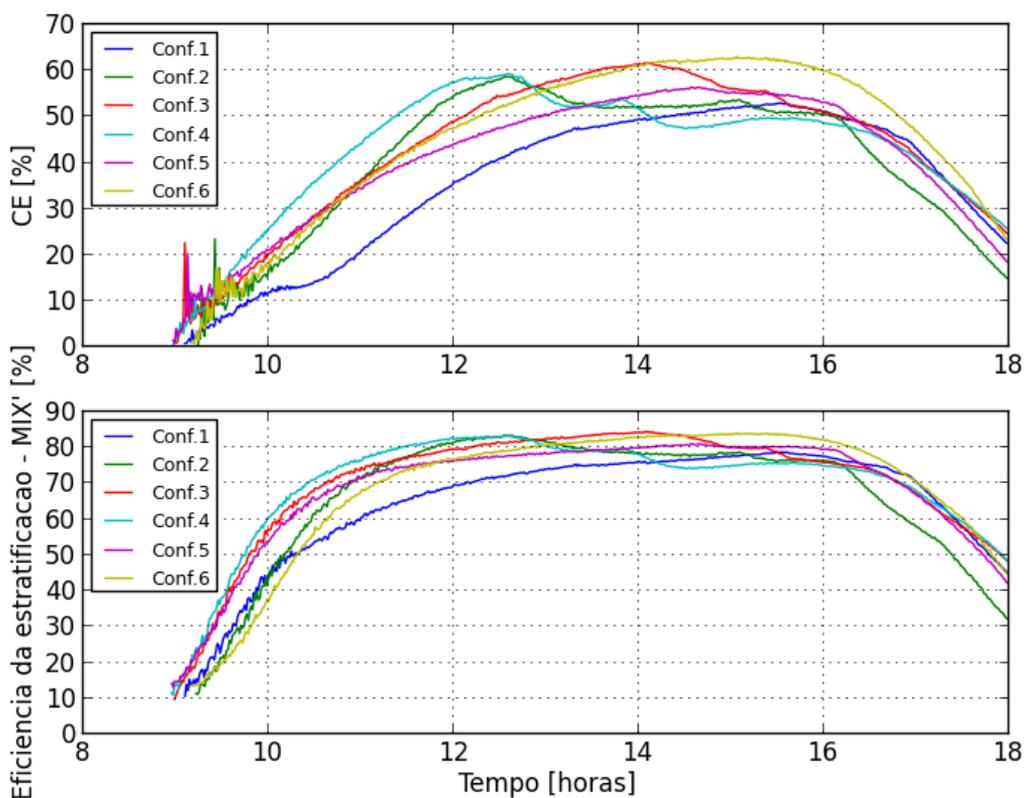


Figura 125: Resultados das configurações: a) CE e b) MIX' .

Capítulo 7 - Conclusões

7.1. Conclusões específicas

- a. A eficiência do sistema proposto é condizente com os comentários de Duffie e Beckman (1980) e Kalogirou (2009), ou seja, mais baixa que os coletores planos, embora o gráfico apresentado por Kalogirou (2009) refere-se a coletor comercial, Figura 126;

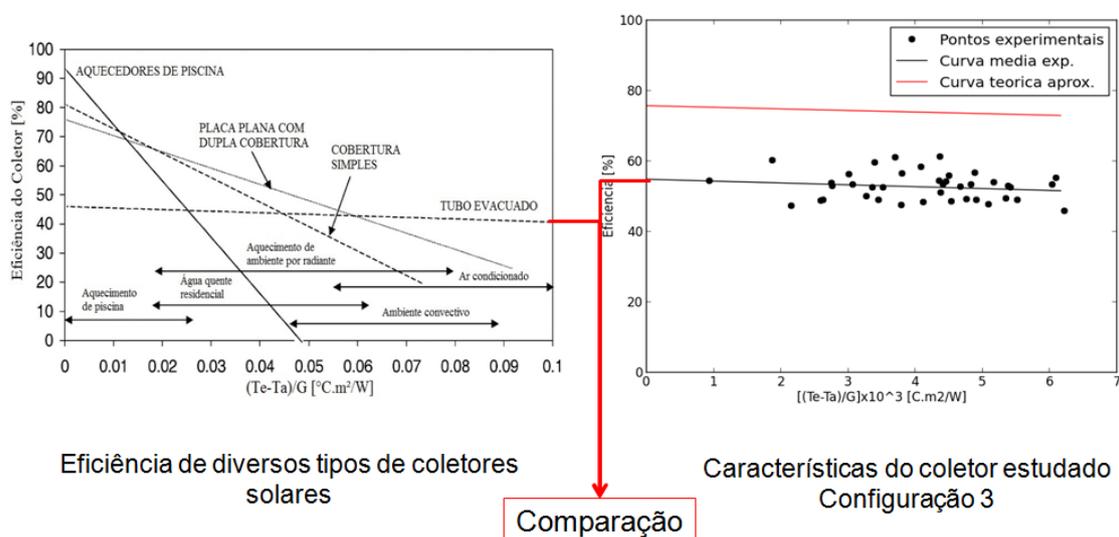


Figura 126: Comparação do coletor proposto com a definição de Kalogirou (2009)

- b. A configuração 3, representada na Figura 124(a), para tubo de cobre com encapsulamento de vidro, evacuado e CPC, representa a melhor configuração, apesar de menor eficiência inicial (54,92%), devido ao seu menor coeficiente angular de $-5,297 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ proporcionar menor perda de calor para o ambiente. Comparando com a curva teórica [Figura 124(b)], ou seja, eficiência inicial (76,69%) e coeficiente angular de $-10,331 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, tem-se um erro relativo de 39,64% para a eficiência inicial e 95,03% para o coeficiente angular. Tais diferenças podem ser devido ao fato do modelo teórico considerar somente tubos horizontais ou verticais e vácuo absoluto. Assim, pode-se concluir pela impossibilidade de se comparar os modelos, a menos que se obtenham modelos teóricos mais abrangentes;

- c. A produção de água aquecida é de aproximadamente 120 litros/dia em média, para um único tubo de $0,08 \text{ m}^2$ de área. No caso de 1 m^2 de área de tubos tem-se em torno de 1500 litros de água quente por dia, com temperatura média de 46°C ;
- d. A eficiência média pela Primeira Lei da Termodinâmica para o coletor proposto, ou seja, utilizando a configuração 3, é de 54,92% com coeficiente angular ($F_R U_P$) de $-5,297 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sendo que pelo Método Teórico é de 70%. Essa diferença decorre dos procedimentos de cálculos teóricos baseados nos procedimentos de transferência de calor por não considerarem a inclinação de 30° do tubo, mas somente tubos horizontais, conforme Incropera et al., (2008). As conclusões "e" e "f" complementam a explicação do comportamento das curvas teóricas características do coletor para a referida configuração;
- e. Como a vazão mássica da água no interior do coletor é muito baixa, o regime de escoamento é laminar. Com isso, o número de Nusselt e por consequência, o coeficiente convectivo de transferência de calor interno $h_{conv,int}$ são baixos, a resistência interna torna-se da mesma ordem de grandeza que a da resistência de perdas e o fator de eficiência do coletor F' torna-se sensível a qualquer variação da resistência de perdas. Se a resistência interna tendesse a ZERO, F' tenderia a 1, independente da variação da referida resistência de perdas $R_G = R_{perdas}$, ou seja, $U_G = U_P$;
- f. O parâmetro F' também influencia no parâmetro fator de remoção de calor (F_R), que tem grande influência na eficiência máxima teórica, alterando assim o comportamento dos perfis teóricos;
- g. A configuração 3 é a mais viável quando comparada a exergia máxima do reservatório, ou seja, contém maior disponibilidade de geração de trabalho e menor perda de calor para o ambiente;

- h. Comparando-se as configurações 1 e 3, nas baixas temperaturas o coletor sem encapsulamento de vidro tem melhor eficiência, mas nas altas temperaturas, a configuração 3 revela-se mais eficiente, além do que a configuração 1 apresenta alta perda de calor para o ambiente;
- i. O funcionamento dos sensores de irradiação está muito além do esperado, sem considerar que seu custo é muito menor em relação aos sensores oferecidos no mercado;
- j. O equipamento eletrônico se mostrou eficaz com uma precisão de centésimos tanto nas medidas de temperaturas quanto nos sensores de irradiação solar, sendo que o custo desse equipamento está em torno de US\$ 100 (cem dólares), ou seja, menor custo entre os mais simples e baratos *Dataloggers* do mercado;
- k. Por facilidade, na avaliação da qualidade da estratificação térmica de um sistema de armazenamento utiliza-se o número de MIX, que mede o grau da mistura entre a água quente e fria no reservatório, enquanto que, para avaliar a capacidade de geração de trabalho do sistema, utiliza-se o coeficiente de estratificação CE ;
- l. Em todas as configurações o MIX' é superior ao CE , devido à eficiência da estratificação (MIX') ser uma função da taxa de energia interna da água no reservatório, ou seja, Primeira Lei da Termodinâmica e o coeficiente de estratificação proposto (CE) considerar a referida taxa de energia que pode ser convertida em trabalho, ou seja, Segunda Lei da Termodinâmica. Resumindo, através do MIX , calcula-se a energia interna disponível em função do tempo no reservatório, enquanto que através do CE , calcula-se a quantidade de energia armazenada em função do tempo, que pode ser transformada em trabalho;
- m. Com o concentrador CPC, mesmo com a presença de ar no espaço anular do coletor, há melhores resultados em relação ao sistema sem CPC;

- n. A utilização de vácuo no espaço anular do tubo coletor aumenta a eficiência energética da água armazenada, como pode ser observado nas configurações apresentadas na Tabela 4.

7.2. Conclusão geral

Segundo a Figura 125(a), se a alimentação da água no coletor, para as configurações 3 e 6, for realizada com controle de acionamento térmico, em função da diferença de temperatura de entrada e saída do aquecedor ou por termo sifão, esses decaimentos seriam minimizados e assim, maior capacidade para realização de trabalho, ou seja, maior CE . No caso da Figura 125(b), nos perfis transientes de MIX' relativos à Primeira Lei da Termodinâmica, não se observam destaques entre as configurações, uma vez que, ao se diminuir a alimentação da água no coletor, diminui-se também a disponibilidade de água aquecida no reservatório.

Capítulo 8 - Trabalhos Futuros

- Construir um sistema híbrido de coletores solares utilizando placas planas trabalhando em baixas temperaturas, conectada a tubos evacuados, trabalhando em altas temperaturas;
- Realizar o mesmo experimento para o princípio do termo sifão, posicionando o reservatório no máximo 0,5 m acima da saída do coletor solar, conforme norma de instalação de coletores solares;
- Efetuar diversas variações na vazão e construir um gráfico de temperatura em função da vazão buscando encontrar o melhor ponto de vazão X temperatura;
- Efetuar um controle eletrônico para a bomba, programável no Arduino, acionando-a utilizando uma diferença pré-definida de temperatura entre entrada de água fria e saída de água quente, analisando as variações de eficiência para as diferentes diferenças de temperaturas;
- Efetuar os mesmos testes utilizando tubos absorvedores com diâmetros menores;
- Testar concentradores CPCs com maiores raios de geração e diferentes materiais reflexivos como aço inoxidável ou espelhos;
- Experimentar coletores com área de 1 m² composto por diversos tubos;
- Desenvolver um esquema para filtrar os dados transientes, obtidos pela Primeira Lei da Termodinâmica, para minimizar os picos de inércia térmica, apresentados em várias configurações dos resultados.

Capítulo 9 - Bibliografia

ALLEN, Myles R. *et al.* *Climate Change 2014: Synthesis report*. [S.l.: s.n.]. . Acesso em: 8 dez. 2015. , 11 jan. 2014

ANJALI DEVI, S. P.; KANDASAMY, R. Thermal stratification effects on laminar boundary-layer flow over a wedge with suction or injection. **Mechanics Reserch Communications** v. 28, n. 3, p. 349–354 , 2001.

AVALLONE, Elson *et al.* Analisis of thermal efficiency of a modified solar collector type evacuated tube. **Reterm** v. 13, n. 1, p. 3–8 , jun. 2014.

AVALLONE, Elson. **Avaliação da Eficiência Térmica de um Coletor Solar Tipo Tubo Evacuado Modificado**. Master Thesis – Universidade Estadual Paulista - Júlio de Mesquita Filho, Campus de Bauru, 2013. 65 p.

AVALLONE, Elson *et al.* Thermal pyranometer using the arduino platform for data acquisition. In: CPOTE 2016 - 4 TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON CONTEMPORARY PROBLEMS OF THERMAL ENGINEERING, 044, 16/10 2016, Katowice - Polônia. **Anais...** Katowice - Polônia: Politechnika Slaska - ITC, 16/10 2016. p.303–311.

AWASTHI, Shachi *et al.* Design and simulation of eletronic instruments for solar energy measurement system. **International Journal of Scientific & Engineering Research** v. 3, n. 1 , jan. 2012.

BAKOS, George C. Design and construction of a two-axis Sun tracking system for parabolic trough collector (PTC) efficiency improvement. **Renewable Energy** v. 31, n. 15, p. 2411–2421 , Dezembro 2006.

BARATTO, Antônio Carlos *et al.* *Avaliação de dados de medição-Guia para a expressão de incerteza de medição*. [S.l.]: JCGM. , 2008

BOHÓRQUES, Miguel A. Martinez *et al.* Sistema de instrumentación de bajo coste para la medición de irradiancia en el rango espectral visible. In: XXXII JORNADAS DE AUTOMÁTICA, set. 2011, Sevilla - Espanha. **Anais...** Sevilla - Espanha: Research Gate, set. 2011. Disponível em: <www.researchgate.net/publication/270285011>.

BRANDO, Mirko *et al.* A PC-Based Instrument for Automatic Monitoring and Control of a CPVT Power Plant. 17/09 2015, Benevento - Italy. **Anais...** Benevento - Italy: [s.n.], 17/09 2015. 978-92-990073-2-7. .

BUDIARDJO, Indra. **Evacuated Tubular Solar Water Heaters**. Tese de Doutorado – University of New South Wales, Sydney - Australia, 2005.

BUDIARDJO, Indra; MORRISON, G. L. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy** v. 83, n. 1, p. 49–56 , 2009.

BUTTI, K.; PERLIN, J. *Horace de Saussure and his Hot Boxes of the 1700's* . [S.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://solarcooking.org/saussure.htm>>. Acesso em: 8 nov. 2015. , 8 nov. 2015

CABANILLAS, R. E.; ESTRADA, C. A.; AVILA, F. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors. **Renewable Energy** v. 6, n. 7, p. 843–847 , out. 1995.

CAMPBELL, Scientific Inc. *SP-LITE Silicon Pyranometer - Instruction manual* . [S.l.]: Campbell, Scientific Inc - Utah - USA. , 2004

CARVALHO, M. J. *et al.* Truncation of CPC solar collectors and its effect on energy collection. **Solar Energy** v. 35, n. 5, p. 393–399 , 1985.

CHANG, J. M. *et al.* A proposed modified efficiency for thermosyphon solar heating systems. **Solar Energy** v. 76, n. 6, p. 693–701 , 2004.

CLEVELAND, Cutler J. *Solar Radiation* . [S.l.]: Tom Lawrence. Disponível em: <<http://www.eoearth.org/view/article/151662/>>. , 24 ago. 2008

DAVIDSON, J. H.; ADAMS, D. A.; MILLER, J. A. A coefficient to characterize mixing in solar water storage tanks. **Journal of Solar Energy Engineering** v. 116, p. 94–99 , maio 1994.

DE MARCHI NETO, Ismael. **Levantamento de Coeficientes de Desempenho de Refrigeradores Domésticos Associados a Armazenador Térmico**. Dissertação – Universidade Estadual Paulista - Júlio de Mesquita Filho, Campus de Bauru, 2007. 132 p.

DE MARCHI NETO, Ismael; PADILHA, Alcides. Refrigerator COP with thermal storage. **Applied Thermal Engineering** v. 29, n. 1, p. 2358–2364 , 2008.

DELMÉE, G. J. **Manual de medição de vazão**. 3^a ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2003. .

DRAGSTED, Janne *et al.* Thermal stratification built up in hot water tank with different inlet stratifiers. **Solar Energy** v. 147, p. 414–425 , 5 jan. 2017.

DUFFIE, John A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Process**. 4^a ed. USA: John Wiley & Sons, 2013. 910 p. 1 v. .978-0-470-87366-3.

DUFFIE, John A.; BEKMAN, Willian A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. New York - USA: Wiley, 1980. .

ESCOBEDO, J. F. *et al.* Radiômetros solares com termopilhas de filmes finos - I Descrição e custos. **Revista Brasileira de Aplicações de Vácuo** v. 16, n. 1 , 1997. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.17563/rbav.v16i1.282>>.

FABRY, C. **Eléments de thermodynamique**. 11. ed. Paris - France: Armand Colin (Collection Armand Colin, Section Physique), 1962. 1 v. .

FERNANDES, V. *et al.* Arduino and Nagios integration for monitoring. 513, 2014, [S.l.: s.n.], 2014. Disponível em: <<http://iopscience.iop.org/1742-6596/513/6/062015>>.

FEYNMAN, Richard; LEIGHTON, Robert Bejnamim; SANDS, Mathew. **The Feynman Lectures on Physics**. 2^a ed. Massachussets - United States of America: Addison-Wesley, Reading, 2005. 1 v. Cap 26.

FRANCISCO, Papa. *Laudato Si' - Cuidado da Casa Comum* . [S.l.]: Libreria Editrice Vaticana. Disponível em: <http://w2.vatican.va/content/francesco/pt/encyclicals/documents/papa-francesco_20150524_enciclica-laudato-si.html>. , 24 maio 2015

GAO, Yan *et al.* Simulation Study of Influence of Inertia of Water on the Thermal Performance of All-glass Evacuated Tube Solar Collector. In: POWER AND ENERGY ENGINEERING CONFERENCE, 28 mar. 2010, [S.l.]: IEEE Conference Publications, 28 mar. 2010.

GOMES, João M.; FERREIRA, Pedro M.; RUANO, António E. Implementation of an intelligent sensor for measurement and prediction of solar radiation and atmospheric temperature. In: INTELLIGENT SIGNAL PROCESSING (WISP), 2011 IEEE 7TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON, 21/09 2011, Floriana - Malta. **Anais...** Floriana - Malta: [s.n.], 21/09 2011. p.1–6. 978-1-4577-1403-0. .

HEALTH, T. L. **The Works of Archimedes**. United States of America: Dover Publication Inc, 2002. .

HOLLANDS, K. G. T.; LIGTHSTONE, M. F. A review of low-flow, stratified-tank solar water heating system. **Solar Energy** v. 43, n. 2, p. 97–105 , 1989.

INCROPERA, Frank P. *et al.* **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros técnicos e científicos Editora Ltda, 2008. 1 v. .978-85-216-1584-2.

ISO 9060. *Standard & Pyranometer Measurement Accuracy* . [S.l.: s.n.]. , 2012

ISO 9847. *Solar Energy — Calibration of field pyranometer by comparison to a reference pyranometer* .**ICS 27.160**. [S.l.: s.n.]. Disponível em: <www.bis.org.in>. , maio 2013

KALOGIROU, Soteris A. Design and construction of a one-axis sun-tracking system. **Solar Energy** v. 57, n. 6, p. 465–469 , 1996.

KALOGIROU, Soteris A. Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system. **Renewable Energy** v. 12, n. 2, p. 179–192 , Outubro 1997.

KALOGIROU, Soteris A. Performance enhancement of an integrated collector storage hot water system. **Renewable Energy** v. 16, n. 1–4, p. 652–655 , jan. 1999.

KALOGIROU, Soteris A. **Solar Energy Engineering**. 1^a ed. United States of America: British Library Cataloguing-in-Publication, 2009. 1 v. .

KESTIN, J.; WHITELOW, J. H. Sixth International Conference on the Properties of Steam – Transport Properties of Water Substance. **Journal of Engineering for Power** v. 88, p. 82–104 , 1966.

KIM, Yong; SEO, Taebeom. Thermal performances comparisons of the glass evacuated tube solar collectors with shapes of absorber tube. **Renewable Energy** v. 32, n. 5, p. 772–795 , abr. 2007.

KRAZENERG, M. Et al. Rastreabilidade de radiômetros para medida da energia solar. In: METEOROLOGIA 2003 - METEOROLOGIA PARA A VIDA, 2006, Recife - PE. **Anais...** Recife - PE: Sociedade Brasileira de Meteorologia (SBM), 2006.

KREITH, Frank; BOHN, Mark S. **Princípios de transferência de calor**. 6. ed. [S.l.]: Ediciones Paraninfo. S.A., 2002. 848 p. 1 v. .84-9732-061-1.

LAZLO, Tibor S. **Image Furnance Techniques, Interscience**. New York - USA: Interscience Publisher, 1965. V v. .

LI, M.; WANG, L. L. Investigation of evacuated tube heated by solar trough concentrating system. **Energy Conversion and Management** v. 47, n. 20, p. 3591–3601 , dez. 2006.

LIANG, Ruobing *et al.* Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube. **Solar Energy** v. 85, n. 9, p. 1735–1744 , set. 2011.

LUIJTEN, Hans. *How to measure temperature with your Arduino and a DS18B20*. Disponível em: <<http://www.tweaking4all.com/hardware/arduino/arduino-ds18b20-temperature-sensor/>>.

MARTINÉZ, Miguel A.; ANDUJAR, José M.; ENRIQUE, Juan M. A new inexpensive pyranometer for the visible spectral range. **Sensors** v. 9, p. 4615–4634 , 6 dez. 2009.

MARTINS, Roberto de Andrade; DA SILVA, Ana Paula Bispo. Princípios da óptica geométrica e suas exceções: Heron e a reflexão dos espelhos. **Revista Brasileira de Ensino de Física** v. 35, n. 1, p. 1605-1-1605–9 , 2013.

MATHIOULAKIS, Emmanouil; BELESSIOTIS, Vassilis. A new heat-pipe type solar domestic hot water system. **Solar Energy** v. 72, n. 1, p. 13–20 , jan. 2002.

MAUTHNER. Franz; WEISS. Werner; SPÖRK-DÜR. Monika. **Solar heat worldwide - Markets and contribution to the energy supply.** , n^o Edition 2016. Geisdorf - Austria: Solar Heating & Cooling Programme, maio 2016. Disponível em:

<https://nachhaltigwirtschaften.at/resources/iea_pdf/reports/iea_shc_solar_heat_worldwide_2016.pdf>.

MAXIM. *BPW34 - Data sheet* . [S.l.]: Maxim Integrated. Disponível em: <www.maximintegrated.com>. Acesso em: 26 jun. 2015. , 2008

MEDUGU, D. W.; BURARI, F. W.; ABDULAZEEZ, A. A. Construction of a reliable model pyranometer for irradiance measurements. **African Journal of Biotechnology** v. 9 (12), p. 1719–1725 , 22 mar. 2010.

METZ, Bert *et al.* **Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.** 1^a ed. Canada: Cambridge University Press, 2007. Disponível em: <www.cambridge.org/9780521880091>. Published for the Intergovernmental Panel on Climate Change.978-0-521-88011-4.

MILLS, D. R.; BASSETT, I. M.; DERRICK, G. H. Relative cost-effectiveness of CPC reflector designs suitable for evacuated absorber tube solar collectors. **Solar Energy** v. 36, n. 3, p. 199–206 , 1986.

MILLS, D. R.; MONGER, A.; MORRISON, G.L. Comparison of Fixed Asymmetrical and Symmetrical Reflectors for Evacuated Tube Solar Receivers. **Solar Energy** v. 53, n. 038–092X/94, p. 91–104 , 1994.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 6^a Edição ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros técnicos e científicos Editora Ltda, 2009. 1 v. .978-85-216-1689-4.

MUNSON, Bruce *et al.* **Fundamental of fluid mechanics.** 6^a ed. Estados Unidos da América: John Wiley & Sons, 2009. 1 v. .978-0-470-26284-9.

Nagios Enterprises. [S.l.]: NAGIOS, 2015. Disponível em: <<https://www.nagios.org/>> . .

NWANKOWO, S. N.; NNABUCHI, M. N.; EKPE, J. E. Construction and characterization of a pyranometer using locally available materials for global solar radiation measurement. **Asian Transactions on Basic and Applied Sciences** v. 2, n. 4 , set. 2012.

O’GALLAGHER, J. J. *et al.* A new evacuated CPC collector tube. **Solar Energy** v. 29, n. 6, p. 575–577 , 1982.

OOMMEN, R.; JAYARAMAN, S. Development and performance analysis of compound parabolic solar concentrators with reduced gap losses – oversized

reflector. **Energy Conversion & Management** v. 42, n. 11, p. 1379–1399 , jul. 2001.

PADILHA, Alcides. **Estocagem por estratificação térmica de líquido em reservatório**. Master Thesis – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1983. 127 p.

PEI, Gang *et al.* Comparative Experimental Analysis of the Thermal Performance of Evacuated Tube Solar Water Heater Systems With and Without a Mini-Compound Parabolic Concentrating (CPC) Reflector($C < 1$). **Energies** v. 5, n. 4, p. 911–924 , 10 abr. 2012.

PINDADO, Santiago; CUBAS, Javier; SORRIBES-PALMER, Félix. The Cup Anemometer, a Fundamental Meteorological Instrument for the Wind Energy Industry. Research at the IDR/UPM Institute. **Sensors** v. 14, p. 21418–21452 , 2014.

RABL, A. Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators. **Solar Energy** v. 18, p. 497–511 , 1976.

RABL, A.; O’GALLAGHER, J. J.; WINSTON, Roland. Design and test of non-evacuated solar collectors with compound parabolic concentrators. **Solar Energy** v. 25, n. 4, p. 335–351 , 1980.

RAIO DE CALOR DE ARQUIMEDES. In: WIKIPEDIA. **Wikipedia**. [S.l.: s.n.], 8 maio 2015. Disponível em: <<https://pt.wikipedia.org/wiki/Arquimedes>>. Acesso em: 8 nov. 2015.

ROSEN, Marc A. The exergy of stratified thermal energy storages. **Solar Energy** v. 71, n. 3, p. 173–185 , 2001.

RUELENS, F. *et al.* *Reinforcement learning applied to an electric water heater: from theory to practice* . [S.l.]: Cornell University Library. , 2015

SALAMONE, Francesco *et al.* An open source low-cost wireless control system for a forced circulation solar plant. **Sensors** v. 15, n. 11, p. 27990–28004 , 11 maio 2015.

SATO, Andre Issao. **Aalise do funcionamento de um modelo computacional para um coletor solar de tubo evacuado**. Master Thesis – Universidade Estadual Paulista - Júlio de Mesquita Filho, Bauru - Brasil, 2012. 81 p. Disponível em: <<http://www2.feb.unesp.br/pos/bibliotecavirtual/documento.php?COD=4734ba6f3de83d861c3176a6273cac6d>>.

SATO, Andre Issao; SCALON, Vicente Luiz; PADILHA, Alcides. Análise numérica de coletor solar com tubo evacuado. In: CIBEM10, Agosto 2011, Porto - Portugal. **Anais...** Porto - Portugal: [s.n.], Agosto 2011.

SCALON, Vicente Luiz; OLIVEIRA, Santiago Del Rio. Análise teórica de um piranômetro plano. In: VII SIAT - SIMPÓSIO DE ANÁLISE TÉRMICA, a 21/07 2015, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”. **Anais...** Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”: [s.n.], a 21/07 2015. p.4.

SEARA, José Fernandes; UHIA, Francisco; SIERES, Jaime. Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. **Applied Thermal Engineering** v. 27, n. 1, p. 129–136 , jan. 2007.

SHAH, L.J.; FURBO, S. Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. **Solar Energy** v. 81, n. 6, p. 822–828 , 2007.

SHAH, L.J.; FURBO, S. Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. **Applied Energy** v. 78, n. 4, p. 371–395 , 2004.

SOLAR, J. C. *The hot box* . [S.l: s.n.]. Disponível em: <<http://canivan1.blogspot.com.br/2009/12/hot-box.html>>. Acesso em: 8 nov. 2015. , 31 dez. 2009

SOUZA, J. L.; ESCOBEDO, J. F. Construção de um saldo radiômetro com termopilha de filme fino e avaliação de sua performance. **Revista Brasileira de Meteorologia** v. 10, n. 1/2, p. 29–36 , 1995.

SOUZA, Luiz M. P. **Levantamento de Coeficientes de Desempenho de Armazenador Térmico Associado a Refrigerador Doméstico Modificado**. Mestrado – Universidade Estadual Paulista - Júlio de Mesquita Filho, Campus de Bauru, 2011. 120 p.

TEXAS INSTRUMENTS. *LF 351N - Data sheet* . [S.l.]: Texas Instruments. Disponível em: <<http://www.ti.com/lit/ds/symlink/lf351-n.pdf>>. , abr. 1998

TEXAS INSTRUMENTS. *LM7805 - Data sheet* . [S.l.]: Texas Instruments. Disponível em: <<https://www.sparkfun.com/datasheets/Components/LM7805.pdf>>. , maio 2003

TEXAS INSTRUMENTS. *LM7905 - Data sheet* . [S.l.]: Texas Instruments. Disponível em: <<http://www.ti.com/lit/ds/symlink/lm7905.pdf>>. , maio 2013

THEUNISSEN, P. H.; BECKMAN, W. A. Solar transmittance characteristics of evacuated tubular collectors with diffuse back reflectors. **Solar Energy** v. 35, n. 4, p. 311–320 , 1985.

THOMAS, George B.; FINNEY, Ross L.; GIORDANO, Frank R. **Cálculo**. 10^a ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2003. 572 p. Il v. .

UNESCO; DINIZ ALVES, José Eustáquio. *2012 - Ano Internacional da Energia Sustentável Para Todos e Rio+20* . [S.l: s.n.]. Disponível em: <<http://www.peaunesco->

sp.com.br/ano_inter/ano_energia/ano_internacional_da_energia_sustentavel_p
ara_todos_rio_mais_20.pdf>. , 2012

UNITED NATIONS. *A Rio+20 e a Construção de Cidades Sustentáveis*. [S.l.: s.n.]. Disponível em: <<http://www.onu.org.br/rio20/cidades.pdf>>. Acesso em: 8 nov. 2015. , 2012

VERA LUIZ, H.; BUSSO, Arturo Juan; BENITEZ, Francisco. Piranómetro fotovoltaico con sistem autónomo de adquisición de datos. **Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente** v. 9, p. Argentina , 2005.

VILELA, Waldair Amaral. **Estudo, desenvolvimento e caracterização de radiômetros para medição da radiação solar**. Tese de Doutorado – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE, São José dos Campos - SP, 2010. 177 p.

WANG, Zilong *et al.* Experimental and numerical research of thermal stratification with a novel inlet in a dynamic hot water storage tank. **Renewable Energy** , abr. 2017. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148117303002>>. Acesso em: 23 maio 2017.

WEISS, Werner; ROMMEL, Matthias. **Process Heat Collectors**. Austria: AEE INTEC - Austria and Fraunhofer ISE - Germany, 2008. 58 p. 1 v. Disponível em: <www.iea-sch.org/task33>. .

WINSTON, Roland. Principles of cylindrical concentrators for solar energy. v. 17, n. 4, p. 255–258 , set. 1975.

WMM. *Instruments and observing methods - Report N° 98*. [S.l.]: World Meteorological Organization. Disponível em: <https://2a9e94bc607930c3d739becc3293b562f744406b.googleusercontent.com/host/0BwdvoC9AeWjUazhkNTdXRZUzOEU/wmo-td_1501.pdf>. , 2009

YANG, M.; WANG, P. Experimental analysis on thermal performance of a solar air collector with a single pass. **Building and Environment** v. 56, p. 361–369 , out. 2012.

YATES, Robert C. **A Handbook on Curves and their Properties**. Michigan, U.S.A.: Edwards Brothers - Ann Arbor, 1947. 135-137 p. único v. (97226). .

ZANESCO, I.; KREZINGER, A. A Cheap PV Pyranometer for developing countries. In: 11TH PHOTOVOLTAIC ENERGY CONFERENCE, MONTREUX SWITZERLAND, 1992, Montreux - Suíça. **Anais...** Montreux - Suíça: [s.n.], 1992.

ZANESCO, Izete. **Análise e Construção de um Piranômetro Fotovoltaico**. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 1991.

ZANESCO, Izete; KREZINGER, A. On the threshold of the accuracy of using silicon solar cells to measure global solar irradiance. In: 11TH PHOTOVOLTAIC ENERGY CONFERENCE, MONTREUX SWIZERLAND, 16 out. 1992, Montreux - Suíça. **Anais...** Montreux - Suíça: [s.n.], 16 out. 1992.

APÊNDICE A: PROGRAMAÇÃO COMPLETA

PROGRAMA COM DOIS RADIÔMETROS

```

//*****
//Reset
const int resetPin = A7;
//*****

//*****
//Variáveis medidor de vazao e anemometro
const int vazao_pin = 19; //pino 19 - Vazao
const int vento_pin = 2; //pino 2 - Anemometro
float vazao;
float vento;
void vazao_setup(int pino);
float vazao_loop(int pino);
//*****

//*****
//Variáveis sensores de temperatura
//Bibliotecas
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>

#define wire_ext 31 //SENSORES DALLAS EXTERNO PINO 31
#define bloco5 30 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 5 NO PINO 30
#define bloco1 37 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 1 NO PINO 37
#define bloco2 39 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 2 NO PINO 39
#define bloco3 41 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 3 NO PINO 41
#define bloco4 43 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 4 NO PINO 43
#define bloco6 45 //SENSORES DALLAS SONDA BLOCO 6 NO PINO 45
OneWire Wire_ext(wire_ext); //DEFINE O MÉTODO "Wire_ext(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco1(bloco1); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco2(bloco2); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco3(bloco3); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco4(bloco4); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco5(bloco5); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
OneWire Wire_Bloco6(bloco6); //DEFINE O MÉTODO "Wire_Bloco1(<PINO>)" DA CLASSE "OneWire
DallasTemperature sensor_ext(&Wire_ext); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS EXTERNOS
DallasTemperature sensor_bloco1(&Wire_Bloco1); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
DallasTemperature sensor_bloco2(&Wire_Bloco2); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
DallasTemperature sensor_bloco3(&Wire_Bloco3); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
DallasTemperature sensor_bloco4(&Wire_Bloco4); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
DallasTemperature sensor_bloco5(&Wire_Bloco5); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
DallasTemperature sensor_bloco6(&Wire_Bloco6); //CAPTURA OS VALORES ENDEREÇADOS PARA SENSORES DALLAS SONDA
// Resolução da medida de temperatura 9 a 12 - 9=0.5; 10=0.25; 11=0.125; 12=0.0625
#define TEMPERATURE_PRECISION 12
// Setup a oneWire instance to communicate with any OneWire devices (not just Maxim/Dallas temperature ICs)
int n_sonda=0;
int n_ext=0;
float temp_sonda[31];
float temp_ext[4];
DeviceAddress Sensor_Bloco1[] = {{ 0x28, 0xF7, 0x41, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x67 }, // 1
    { 0x28, 0x7C, 0x6A, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xFD }, // 2
    { 0x28, 0x62, 0x36, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x01 }, // 3
    { 0x28, 0xE6, 0x64, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x21 }, // 4
    { 0x28, 0xA5, 0x70, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x6E }, // 5
    { 0x28, 0x17, 0xBB, 0x32, 0x03, 0x00, 0x00, 0x54 }}; //casco alto

DeviceAddress Sensor_Bloco2[] = {{ 0x28, 0x2F, 0x69, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xC4 }, // 6
    { 0x28, 0xB7, 0x75, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x89 }, //11
    { 0x28, 0xCB, 0x61, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x0F }, //16
    { 0x28, 0x86, 0x93, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x15 }, //21
    { 0x28, 0xA1, 0x2C, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x06 }}; //26

DeviceAddress Sensor_Bloco3[] = {{ 0x28, 0x14, 0x95, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x56 }, // 7
    { 0x28, 0x60, 0x8B, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xCC }, //12
    { 0x28, 0xF1, 0x89, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xC9 }, //17
    { 0x28, 0x29, 0x5F, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x6E }, //22
    { 0x28, 0xED, 0xA4, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xFB }}; //27

DeviceAddress Sensor_Bloco4[] = {{ 0x28, 0x1C, 0x6A, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x3E }, // 8

```

```

    { 0x28, 0xBF, 0x8B, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x2C }, //13
    { 0x28, 0xD7, 0x39, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x82 }, //18
    { 0x28, 0x36, 0x65, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x28 }, //23
    { 0x28, 0x59, 0x97, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xEA }; //28

DeviceAddress Sensor_Bloco5[] = {{ 0x28, 0xE3, 0x77, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xF8 }, // 9
    { 0x28, 0x1B, 0x85, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x0E }, //14
    { 0x28, 0x45, 0x49, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x30 }, //19
    { 0x28, 0x8A, 0x76, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x60 }, //24
    { 0x28, 0x37, 0xA4, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xF0 }; //29

DeviceAddress Sensor_Bloco6[] = {{ 0x28, 0x63, 0x5C, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x9A }, //10
    { 0x28, 0x3A, 0xA5, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x77 }, //15
    { 0x28, 0x34, 0x5A, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xAD }, //20
    { 0x28, 0x02, 0x32, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xDD }, //25
    { 0x28, 0x07, 0x96, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x1A }; //30

    //{ 0x28, 0xFF, 0x1E, 0x20, 0x05, 0x16, 0x03, 0x77 }; //casco baixo

//Sensor_Externo[]={Tf,Tq,Ta,Tv}
DeviceAddress Sensor_Externo[] = {{ 0x28, 0x8E, 0x33, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0x87 }, //sensor trocado{0x28, 0x93, 0xB8, 0x32, 0x03, 0x00, 0x00,
0x2C},
{0x28, 0xE7, 0x82, 0x66, 0x04, 0x00, 0x00, 0xFD},
{0x28, 0xA8, 0x5F, 0xB4, 0x05, 0x00, 0x00, 0xB3}, //Novo endereco temp ambiente
//{0x28, 0x36, 0xF2, 0x32, 0x03, 0x00, 0x00, 0xCF},
//{0x28, 0x9D, 0xE5, 0x32, 0x03, 0x00, 0x00, 0x46};
{0x28, 0xB7, 0x15, 0x48, 0x06, 0x00, 0x00, 0x1F}; // Novo endereco Temp vidro

void temperatura_setup();
//*****

//-----Relógio-----
#include <DS1307.h>
//Constantes Relógio
#define SDA 16 //16//A4 //SERIAL DATA (TX)
#define SCL 17 //17//A5 //SERIAL CLOCK
DS1307 rtc(SDA, SCL);
String hora;
String data;
void relógio_setup();
void relógio_loop();
//*****

//-----Radiômetro-----
#include <Wire.h>
#include <Nanoshield_ADC.h>
Nanoshield_ADC Rad (0x48); //DEFINIR O OBJETO RAD DA BIBLIOTECA "Nanoshield_ADC.h" Radiometro 1
Nanoshield_ADC Rad2(0x4A); //DEFINIR O OBJETO RAD DA BIBLIOTECA "Nanoshield_ADC.h" Radiometro 2
float G; //ARMAZENA O VALOR DA RADIAÇÃO
float G2; //ARMAZENA O VALOR DA RADIAÇÃO
void radiacao_setup();
void radiacao();
void radiacao2();
//*****

//-----Cartão de memória SD-----
#include <SD.h>
#include <SPI.h>
#define miso 50 //12 //50 //MASTER IN SLAVE OUTPUT
#define mosi 51 //11 //51 //MASTER OUT SLAVE INPUT
#define sck 52 //13 //52 //CLOCK INTERNO
#define hss 53 //4 //53 //IDENTIFICADOR

File dados;
const String nome_arquivo = "dados.txt";
void arquivo_setup();
void arquivo_loop();
//*****

//-----Impressão-----
void impressao();

```

```

void impressao_loop();
int cont_imp=0;
//*****

//*****
//LED
const int led = A1; //constante led refere-se ao pino A1 como digital.
boolean estado = LOW;
//*****

void setup()
{
  digitalWrite(resetPin,HIGH);
  pinMode(resetPin,OUTPUT);
  // start serial port
  Serial.begin(9600);
  vazao_setup(vazao_pin);
  vazao_setup(vento_pin);
  temperatura_setup();
  relógio_setup();
  radiacao_setup();
  arquivo_setup();
}

void loop()
{
  relógio_loop();
  sensor_bloco1.requestTemperatures();
  sensor_bloco2.requestTemperatures();
  sensor_bloco3.requestTemperatures();
  sensor_bloco4.requestTemperatures();
  sensor_bloco5.requestTemperatures();
  sensor_bloco6.requestTemperatures();
  sensor_ext.requestTemperatures();

  for (int i=0;i<5;i++){
    temp_sonda[i]=sensor_bloco1.getTempC(Sensor_Bloco1[i]);
    temp_sonda[5*i+5]=sensor_bloco2.getTempC(Sensor_Bloco2[i]);
    temp_sonda[5*i+6]=sensor_bloco3.getTempC(Sensor_Bloco3[i]);
    temp_sonda[5*i+7]=sensor_bloco4.getTempC(Sensor_Bloco4[i]);
    temp_sonda[5*i+8]=sensor_bloco5.getTempC(Sensor_Bloco5[i]);
    temp_sonda[5*i+9]=sensor_bloco6.getTempC(Sensor_Bloco6[i]);
  }
  temp_sonda[30]=sensor_bloco1.getTempC(Sensor_Bloco1[5]);
  for (int i=0;i<n_ext;i++){
    temp_ext[i]=sensor_ext.getTempC(Sensor_Externo[i]);
  }

  radiacao();
  radiacao2();
  vazao = vazao_loop(vazao_pin);
  vento = vazao_loop(vento_pin);
  arquivo_loop();
  impressao_loop();
  delay(30000);
}

```

ARQUIVO

```

void arquivo_setup(){
  //Inicializa o modulo SD e se nao conseguir vai piscar o LED a cada 0.1 segundos
  while(!SD.begin(53)){
    Serial.println("Erro ao iniciar cartao");
    for (int i=0;i<10;i++){
      digitalWrite(led,estado);
      estado=!estado;
      delay(100);
    }
  }
}

```

```

delay(10);
dados = SD.open(nome_arquivo, FILE_WRITE);
delay(10);

// Tenta abrir o arquivo e se nao conseguir o LED fica aceso
while(!dados){
  Serial.println("Erro ao abrir arquivo");
  digitalWrite(led,HIGH);
}

// Quando estiver gravando o LED pisca.
digitalWrite(led,HIGH); //Enquanto estiver gravando o LED acende
//Cria o cabeçalho do arquivo
dados.println();
dados.print("Hora Data ");
for (int i=0;i<n_sonda-1;i++){
  dados.print("T");
  dados.print(i+1);
  dados.print(" ");
}
dados.println("TcasoA Tfrio Tquente Tamb Tvidro radiacao vazao vento radiacao2");
delay(10);
dados.close();
delay(10);
digitalWrite(led,LOW);
}

void arquivo_loop(){
  dados = SD.open(nome_arquivo, FILE_WRITE);
  delay(10);
  while(!dados){
    Serial.println("Erro ao abrir arquivo");
    digitalWrite(led,HIGH); //Se nao abrir o arquivo vai ficar aceso
  }
  digitalWrite(led,HIGH); //Enquanto estiver gravando o LED acende
  dados.print(hora);
  dados.print(" ");
  dados.print(data);
  dados.print(" ");
  for (int i=0;i<n_sonda;i++){
    dados.print(temp_sonda[i]);
    dados.print(" ");
  }
  for (int i=0;i<n_ext;i++){
    dados.print(temp_ext[i]);
    dados.print(" ");
  }
  dados.print(G);
  dados.print(" ");
  dados.print(vazao);
  dados.print(" ");
  dados.print(vento);
  dados.print(" ");
  dados.println(G2);

  delay(10);
  dados.close();
  digitalWrite(led,LOW);
}

```

IMPRESSÃO

```

void impressao_loop(){
  if (cont_imp==0){
    Serial.print("Hora Data ");
    for (int i=0;i<n_sonda-1;i++){
      Serial.print("T");
      Serial.print(i+1);
      Serial.print(" ");
    }
    Serial.println("TcasoA Tfrio Tquente Tamb Tvidro radiacao vazao vento radiacao2");
  }
}

```

```

}
Serial.print(hora);
Serial.print(" ");
Serial.print(data);
Serial.print(" ");
for (int i=0;i<n_sonda;i++){
  Serial.print(temp_sonda[i]);
  Serial.print(" ");
}
for (int i=0;i<n_ext;i++){
  Serial.print(temp_ext[i]);
  Serial.print(" ");
}
Serial.print(G);
Serial.print(" ");
Serial.print(vazao);
Serial.print(" ");
Serial.print(vento);
Serial.print(" ");
Serial.print(G2);
Serial.print(" ");
Serial.println();
cont_imp++;
if(cont_imp==20){
  cont_imp=0;
}
}
}

```

RADIÔMETRO

```

void radiacao_setup(){
  Rad.begin(); //inicialização
  //Rad2.begin(); //inicialização
  // Ajuste do ganho de conversão
  // GAIN_TWOTHIRDS = 6.144V precisao
  // GAIN_ONE = 4.096V
  // GAIN_TWO = 2.048V
  // GAIN_FOUR = 1.024V
  // GAIN_EIGHT = 0.512V
  // GAIN_SIXTEEN = 0.256V
  Rad.setGain(GAIN_SIXTEEN); //ganho do sistema
  Rad2.setGain(GAIN_SIXTEEN); //ganho do sistema
}

void radiacao(){
  if (Rad.conversionDone()){
    G = Rad.readDifferentialVoltage23()*1000;

    if (G<=0.347){ //deve tirar a condicao G>0
      G=1696.75*G;
    }
    else if(G>0.347){
      G=243.8+980.7*G;
    }
    // else{ // esse else deve ficar comentado para medir radiacao negativa.
    //   G=0;
    // }
  }
  else{
    G=0;
    Serial.println("Radiometro sem dados para converter");
  }
  if(G == 0){
    Serial.println("reset");
    delay(10);
    digitalWrite(resetPin,LOW);
  }
}

void radiacao2(){
  if (Rad2.conversionDone()){
    G2 = Rad2.readDifferentialVoltage23()*1000;

```

```

// if (G2<=0.347){ //deve tirar a condicao G>0
  G2=1185*G2-67.85;
// }
// else if(G2>0.347){
//   G2=243.8+980.7*G2;
// }
// else{ //esse else deve ficar comentado para medir radiacao negativa.
//   G=0;
// }
}
else{
  G2=0;
  Serial.println("Radiometro sem dados para converter");
}
if(G2 == 0){
  Serial.println("reset");
  delay(10);
  digitalWrite(resetPin,LOW);
}
}
}

```

RELÓGIO

```

void relógio_setup(){
  rtc.halt(false);
  rtc.setSQWRate(SQW_RATE_1);
  rtc.enableSQW(true);
}

void relógio_loop(){
  hora=rtc.getTimeStr();
  data=rtc.getDateStr(FORMAT_SHORT);
}

```

TEMPERATURA

```

void temperatura_setup()
{
  // digitalWrite(bloco1,HIGH); //Os blocos 1,2,3,4 e 6 estao alimentados por pinos digitais
  // digitalWrite(bloco2,HIGH);
  // digitalWrite(bloco3,HIGH);
  // digitalWrite(bloco4,HIGH);
  // //digitalWrite(bloco5,HIGH); //bloco5 esta alimentado pelo 5V
  // digitalWrite(bloco6,HIGH);
  // Start up the library
  sensor_bloco1.begin();
  sensor_bloco2.begin();
  sensor_bloco3.begin();
  sensor_bloco4.begin();
  sensor_bloco5.begin();
  sensor_bloco6.begin();
  sensor_ext.begin();
  // set the resolution
  //n_sonda=sensor_sonda.getDeviceCount();
  n_sonda=31; //30 da sonda e 2 do casco
  //n_ext=sensor_ext.getDeviceCount();
  n_ext=4; //Tf,Tq,Ta,Tv
  for (int i=0;i<5;i++)
  {
    sensor_bloco1.setResolution(Sensor_Bloco1[i], TEMPERATURE_PRECISION);
    sensor_bloco2.setResolution(Sensor_Bloco2[i], TEMPERATURE_PRECISION);
    sensor_bloco3.setResolution(Sensor_Bloco3[i], TEMPERATURE_PRECISION);
    sensor_bloco4.setResolution(Sensor_Bloco4[i], TEMPERATURE_PRECISION);
    sensor_bloco5.setResolution(Sensor_Bloco5[i], TEMPERATURE_PRECISION);
    sensor_bloco6.setResolution(Sensor_Bloco6[i], TEMPERATURE_PRECISION);
  }
  sensor_bloco1.setResolution(Sensor_Bloco1[5], TEMPERATURE_PRECISION); //Tcasco
  for (int i=0;i<n_ext;i++)
  {

```

```

    sensor_ext.setResolution(Sensor_Externo[i], TEMPERATURE_PRECISION);
  }
}

```

VAZÃO E ANEMÔMETRO

```

//Setup vazão()
void vazao_setup(int pino)
{
  //Medidor de vazao no pino selecionado
  pinMode(pino,INPUT);
}

//loop vazao
float vazao_loop(int pino)
{
  float pulsos;
  float vazao;
  int contaPulso=0;
  int periodo;
  long timeold;

  timeold=millis();
  while (millis()-timeold<10000){
    periodo=pulseIn(pino,HIGH);
    if(periodo!=0){
      contaPulso++;
    }
  }
  pulsos = 1000.0*contaPulso/(millis()-timeold);
  if (pulsos==0){
    vazao=0;
  }
  else if (pino==2){
    vazao = 2.27 * pulsos;
  }
  else{
    vazao = 0.0107*pulsos+0.0712;
  }
  return vazao;
}

```

APÊNDICE B: CONFIGURAÇÃO DO RELÓGIO

```
//Programa : Relogio com modulo RTC DS1307
//Autor : FILIPEFLOP

//Carrega a biblioteca do RTC DS1307
#include <DS1307.h>

#define SDA 16 //16//A4 //SERIAL DATA (TX)
#define SCL 17 //17//A5
//Modulo RTC DS1307 ligado as portas A4 e A5 do Arduino
DS1307 rtc(SDA, SCL);

void setup()
{
  //Aciona o relógio
  rtc.halt(false);

  //As linhas abaixo setam a data e hora do modulo
  //e podem ser comentada apos a primeira utilizacao
  rtc.setDOW(WEDNESDAY); //Define o dia da semana

  *****Acerto da data e hora*****
  rtc.setTime(17, 06, 0); //Define o horario
  rtc.setDate(16, 11, 2016); //Define o dia, mes e ano
  *****

  //Definicoes do pino SQW/Out
  rtc.setSQWRate(SQW_RATE_1);
  rtc.enableSQW(true);

  Serial.begin(9600);
}

void loop()
{
  //Mostra as informações no Serial Monitor
  Serial.print("Hora : ");
  Serial.print(rtc.getTimeStr());
  Serial.print(" ");
  Serial.print("Data : ");
  Serial.print(rtc.getDateStr(FORMAT_SHORT));
  Serial.print(" ");
  Serial.println(rtc.getDOWStr(FORMAT_SHORT));

  //Aguarda 1 segundo e repete o processo
  delay (1000);
}
```

APÊNDICE C: CONFIGURAÇÃO DO CONVERSOR ASD1115

```
/**
 * Lê a diferença de voltage entre os canais 2 (+) e 3 (-).
 */
#include <Wire.h>
#include <Nanoshield_ADC.h>

Nanoshield_ADC adc;

void setup()
{
  Serial.begin(9600);
  Serial.println("16-bit ADC Nanoshield Teste – Lê a diferença de voltage entre os canais 2 (+) e 3 (-)");
  adc.begin();

  // 4 tipos de ajuste de ganho. Valores possíveis:
  // GAIN_TWOTHIRDS = 6.144V range
  // GAIN_ONE       = 4.096V range
  // GAIN_TWO       = 2.048V range
  // GAIN_FOUR      = 1.024V range
  // GAIN_EIGHT     = 0.512V range
  // GAIN_SIXTEEN  = 0.256V range
  adc.setGain(GAIN_SIXTEEN);
}

void loop()
{
  // Para ler entre os canais 0 (+) e 1 (-), use adc.readDifferentialVoltage01() ao invés de
  Serial.print(adc.readDifferentialVoltage23()*1000,4);
  Serial.println("mV");

  delay(10000);
}
```

APÊNDICE D: IDENTIFICADOR DO ENDEREÇO DS18B20

```

#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>

// Sensor de temperatura conectado na porta digital 2
#define ONE_WIRE_BUS 2
// Resolução da medida de temperatura 9 a 12 - 9=0.5; 10=0.25; 11=0.125; 12=0.0625
#define TEMPERATURE_PRECISION 10

// Setup a oneWire instance to communicate with any OneWire devices (not just Maxim/Dallas temperature ICs)
OneWire oneWire(ONE_WIRE_BUS);

// Pass our oneWire reference to Dallas Temperature.
DallasTemperature sensors(&oneWire);

// arrays to hold device addresses
DeviceAddress sensor;

int nsen;
int i=0;
float T0[100];
float T[100];
boolean inicia=true;

void setup() {
  // start serial port
  Serial.begin(9600);

  // Start up the library
  sensors.begin();

  nsen=sensors.getDeviceCount();
  Serial.print("Foram encontrados ");
  Serial.print(nsen);
  Serial.println(" sensores");
}

void printAddress(DeviceAddress deviceAddress)
{
  for (uint8_t i = 0; i < 8; i++)
  {
    // zero pad the address if necessary
    Serial.print("0x");
    if (deviceAddress[i] < 16) Serial.print("0");
    Serial.print(deviceAddress[i], HEX);
    if (i<7) Serial.print(", ");
    else Serial.println(" ");
  }
}

void loop() {
  sensors.requestTemperatures();
  if(i<nsen) //i muda quando reconhece um sensor
  {
    if(inicia)
    {
      int j=0;
      for (j=0;j<nsen;j++) //j muda depois de avaliar a temperatura
      {
        sensors.getAddress(sensor,j);
        sensors.setResolution(sensor, TEMPERATURE_PRECISION);
        T0[j]=sensors.getTempC(sensor);
      }
      inicia=false;
      Serial.print("//Endereco do Sensor");
      Serial.println(i+1);
    }
    delay(200);
    int k;
    for (k=0;k<nsen;k++)
    {
      sensors.getAddress(sensor,k);
    }
  }
}

```

```
    T[k]=sensors.getTempC(sensor);
    if (T[k]-T0[k]>1.5)
    {
    Serial.print("DeviceAddress Sensor");
    Serial.print(i+1);
    Serial.print(" = ");
    printAddress(sensor);
    i++;
    inicia=true;
    delay(5000);
    break;
    }
}
}
```

APÊNDICE E: PROGRAMA DE GERAÇÃO DA CURVA CPC

```
%Coletor CPC
clear
clc

r=3.15; %raio do tubo evacuado

l=1; %contador da linha

for teta=-(19*pi/18):(pi/18):(19*pi/18)

    P(l,1)=r*((cos(teta)+(teta*sin(teta)))); % Coordenada x
    P(l,2)=r*((sin(teta)-(teta*cos(teta)))); %Coordenada y

    l=l+1;
end;

plot(-P(:,2),-P(:,1)); %plota a evoluta
hold on; %travar o grafico da evoluta
teta= linspace (0,2*pi,180);

    x= r*cos(teta);
    y= r*sin(teta);
axis('equal')

plot(x,y); %plotar o coletor
```

APÊNDICE F: EFICIÊNCIA DO COLETOR - MÉTODO TEÓRICO

Para a obtenção da eficiência térmica teórica do coletor, proposto neste trabalho, são utilizados os procedimentos de cálculo descritos por Kalogirou (2009), que foram baseados nos livros clássicos de transferência de calor Incropera et al. (2008) e Kreith e Bohn (2002), conforme apresentado a seguir:

São utilizados os mesmos parâmetros ópticos descritos por Kalogirou (2009), Rabl (1976), Weiss e Rommel (2008), pois se referem a valores comumente utilizados: emissividade do receptor ε_r ; absorvidade do receptor α_r ; refletividade do espelho ρ_{espelho} e emissividade do tubo de vidro ε_v .

As dimensões utilizadas para o procedimento são apresentadas na Figura 21. As áreas superficiais do tubo receptor, da superfície do tubo de vidro e área aberta de concentração para o coletor, calculadas por:

$$A_r = \pi \cdot D_r \cdot L \quad (33)$$

$$A_v = \pi \cdot D_v \cdot L \quad (34)$$

$$A_a = W \cdot L \quad (35)$$

Para se estimar os coeficientes de perda de calor U_p e global U_G , utiliza-se o circuito térmico apresentado na Figura 127.

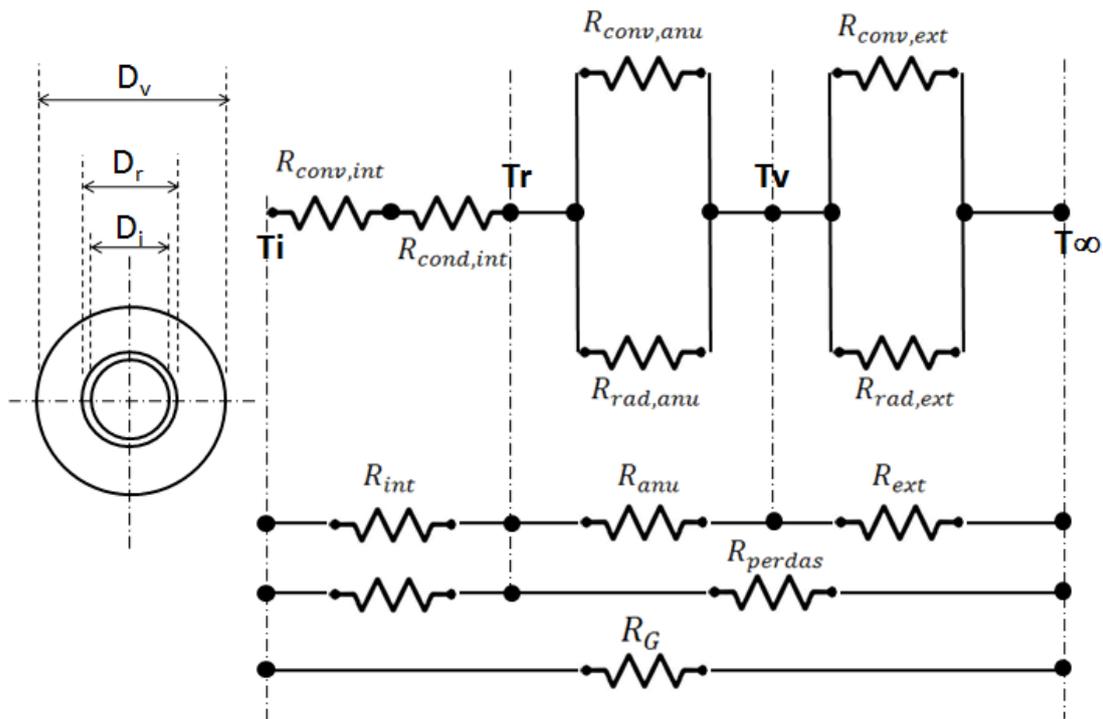


Figura 127: Circuito térmico.

- Resistência de convecção interna, dada por:

$$R_{conv,int} = \frac{1}{A_i \cdot h_{conv,int}} \quad (36)$$

onde $h_{conv,int}$ é o coeficiente convectivo de transferência de calor entre a parede interna do tubo de cobre e o fluido circulante (água), sendo calculado (INCROPERA et al. 2008):

$$h_{conv,int} = Nu_{\text{água}} \cdot \frac{k_{\text{água}}}{D_i} \quad (37)$$

Para o cálculo do número de Nusselt, estima-se primeiramente o número de Reynolds, avaliando se o escoamento da água é laminar ou turbulento no interior do tubo de cobre, utilizando a expressão:

$$Re_{\acute{a}gua} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu_{\acute{a}gua}} \quad (38)$$

A vazão mássica é calculada por:

$$\dot{m} = \rho_{\acute{a}gua} \cdot AV \quad (39)$$

onde (AV) é a vazão volumétrica medida pelo sensor de vazão.

Para o cálculo do número de Nusselt, Duffie e Beckman (2013) sugerem, para escoamento interno laminar em tubos circulares,

$$Nu_{\acute{a}gua} = \frac{h \cdot D_i}{k_{\acute{a}gua}} = Nu_{\infty} + \frac{a \cdot (Re \cdot Pr \cdot D_i/L)^m}{1 + b \cdot (Re \cdot Pr \cdot D_i/L)^n} \quad (40)$$

As constantes da Equação (40) são calculadas utilizando a Tabela 5.

Tabela 5 - Constantes para a Equação (40)

Número de Prandtl	A	B	m	n
0,7	0,00398	0,0114	1,66	1,12
10	0,00236	0,00857	1,66	1,13
∞	0,00172	0,00281	1,66	1,29
		$Nu_{\infty} = 4,4$		

As propriedades condutividade térmica, viscosidade cinemática e número de Prandtl são calculadas na temperatura média entre a entrada de água fria T_f e saída da água quente T_q , medidas diretamente no coletor solar. A densidade é calculada na temperatura de água fria, pois o sensor de vazão está instalado nessa região.

- **Resistência térmica de condução na parede do coletor, dada por:**

$$R_{cond,int} = \frac{\ln\left(\frac{D_r}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{cobre}} \quad (41)$$

A condutividade térmica (k) é a da parede do tubo de cobre, ou seja, $k_{cu} = 401 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

- **Resistência equivalente interna, dada por:**

$$R_{int} = R_{conv,int} + R_{cond,int} \quad (42)$$

- **Resistência de convecção na região anular, dada por:**

$$R_{conv,anu} = \frac{\ln\left(\frac{D_v}{D_r}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ef} \cdot L} \quad (43)$$

A correlação da condutividade efetiva, assim como o número de Rayleigh são calculados utilizando o Incropera et al. (2008) e dados por:

$$k_{ef} = 0,386 \cdot k_{ar} \cdot \left(\frac{Pr_{ar}}{0,861 + Pr_{ar}}\right)^{1/4} \cdot Ra^{1/4} \quad (44)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta_{ar} \cdot (T_r - T_v) \cdot L_c^3}{\nu_{ar} \cdot \alpha_{ar}} \quad (45)$$

O comprimento característico L_c é calculado por,

$$L_c = \frac{[\ln(D_v/D_r)]^{4/3}}{(D_r^{-3/5} + D_v^{-3/5})^{5/3}} \quad (46)$$

As propriedades k_{ar} , Pr_{ar} , β_{ar} , ν_{ar} , α_{ar} , utilizadas no cálculo da resistência térmica anular, são calculadas na temperatura média entre o receptor (coletor) e o vidro. As referidas temperaturas T_r e T_v não são conhecidas e devem ser determinadas aplicando-se um balanço de energia no circuito térmico em um processo iterativo.

Quando o vácuo for aplicado na região anular entre o tubo coletor e o tubo de vidro, considera-se que não há transferência de calor por convecção, ou seja, a sua resistência convectiva anular é infinita.

- **Resistência de radiação na região anular**, dada por:

$$R_{rad,anu} = \frac{1}{h_{rad,anu} \cdot A_r} \quad (47)$$

onde,

$$h_{rad,anu} = \frac{\sigma \cdot (T_r^2 + T_v^2) \cdot (T_r + T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_v} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_v} - 1\right)} \quad (48)$$

As emissividades do coletor e do tubo de vidro utilizadas são $\varepsilon_r = 0,92$ e $\varepsilon_v = 0,87$, respectivamente.

- **Resistência equivalente anular**, dada por:

$$R_{anu} = \left(\frac{1}{R_{conv,anu}} + \frac{1}{R_{rad,anu}} \right)^{-1} \quad (49)$$

Na análise das configurações 1 e 2, sem o tubo de vidro, a resistência convectiva anular é nula.

- **Resistência de convecção externa, dada por:**

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{conv,ext} \cdot A_e} \quad (50)$$

onde,

$$h_{conv,ext} = \frac{(Nu) \cdot k_{ar}}{D_v} \quad (51)$$

onde o número de Nusselt é calculado de acordo com o número de Reynolds, utilizando a expressão de Duffie e Beckman (2013), ou seja:

$$0,1 < Re_{ar} < 1000$$

$$Nu_{ar} = 0,4 + 0,54 \cdot (Re_{ar})^{0,52} \quad (52)$$

$$1000 < Re_{ar} < 50.000$$

$$Nu_{ar} = 0,3 \cdot (Re_{ar})^{0,6} \quad (53)$$

Onde o número de Reynolds é calculado por:

$$Re_{ar} = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_v}{\mu_{ar}} \quad (54)$$

A velocidade do ar externo é medida pelo anemômetro e suas propriedades são obtidas na temperatura média entre o ambiente T_a e a temperatura externa T_e . Quando se utiliza as configurações 1 e 2, a temperatura

externa é considerada a do tubo coletor de cobre e, para as configurações 3 a 6, utiliza-se a temperatura do vidro.

- **Resistência de radiação externa, dada por:**

$$R_{rad,ext} = \frac{1}{h_{rad,ext} \cdot A_e} \quad (55)$$

onde,

$$h_{rad,ext} = \varepsilon_e \cdot \sigma \cdot (T_e + T_a) \cdot (T_e^2 + T_a^2) \quad (56)$$

A emissividade da Equação (56) é a do tubo de vidro, para as configurações de 3 a 6 e para o coletor, a do tubo de cobre para as configurações 1 e 2.

- **Resistência equivalente na região externa, dada por:**

$$R_{ext} = \left(\frac{1}{R_{conv,ext}} + \frac{1}{R_{rad,ext}} \right)^{-1} \quad (57)$$

- **Resistência equivalente às perdas, dada por:**

$$R_{perdas} = R_{anu} + R_{ext} \quad (58)$$

Dessa forma, para o cálculo do coeficiente de perda de calor (U_p) tem-se a expressão,

$$U_p = \frac{1}{A_r \cdot R_{perdas}} \quad (59)$$

- **Resistência global equivalente, dada por:**

$$R_G = R_{perdas} + R_{int} \quad (60)$$

Analogamente, para o cálculo do coeficiente global de perda de calor U_G , tem-se a expressão,

$$U_G = \frac{1}{A_r \cdot R_G} \quad (61)$$

- **Eficiência teórica**

O fator de eficiência do coletor F' é fornecido por Kalogirou (2009),

$$F' = \frac{U_G}{U_P} \quad (62)$$

Para fator de remoção de calor F_R , Kalogirou (2009) apresenta a seguinte expressão,

$$F_R = \frac{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p\text{água}}}{A_r \cdot U_P} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_P \cdot F' \cdot A_r}{\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p\text{água}}}\right) \right] \quad (63)$$

A irradiação total incidente G_t sobre o coletor é medida pelo radiômetro. Este valor é atenuado por influência das características do CPC, da cobertura e da superfície do absorvedor. Dessa forma, a irradiação absorvida pelo coletor, segundo Rabl et al. (1980) e utilizado por Kalogirou (2009), é dada por,

$$S = G_t \cdot \tau_{cobertura} \cdot \tau_{CPC} \cdot \alpha_r \cdot \gamma \quad (64)$$

O índice γ é o fator de correção da radiação difusa, apresentado por Kalogirou (2009), como:

$$\gamma = 1 - \left(1 - \frac{1}{C}\right) \cdot \frac{G_D}{G_t} \quad (65)$$

onde G_D/G_t é a relação entre a radiação total e a difusa, variando de 0,12 para dias muito claros a 0,23 para dias nublados.

A relação de concentração do concentrador CPC é definida por Kalogirou (1997), como:

$$C = \frac{\text{Área de abertura (do CPC)}}{\text{Área do absorvedor}} \quad (66)$$

Para o cálculo do número médio de reflexões do concentrador CPC é utilizada expressão desenvolvida por Rabl (1976) e utilizada por Kalogirou (2009), como:

$$n_{med} = 1 - \frac{1}{C} \quad (67)$$

O cálculo da transmissividade do CPC, considerando as perdas por reflexão, o τ_{CPC} é estimado por Kalogirou (2009), como:

$$\tau_{CPC} = \rho_r^n \quad (68)$$

sendo que ρ_r é a refletividade do espelho e varia de 0,75 – 0,95.

Neste trabalho, adotou-se a refletividade 0,7 pela condição do espelho refletor ser de material plástico de baixa refletividade.

A transmissividade da cobertura de vidro (tubo de vidro externo) $\tau_{cobertura} = 0,90$ e a absorvidade do receptor tem valor aproximado $\alpha_r = 0,87$, respectivamente, conforme Rabl (1976) e utilizado por Kalogirou (2009).

A eficiência teórica do coletor η é utilizada por Kalogirou (2009), ou seja, a seguinte expressão:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_a \cdot G_t} = \frac{F_R \cdot [S \cdot A_a - A_r \cdot U_P \cdot (T_i - T_a)]}{A_a \cdot G_t} \quad (69)$$

a qual, após seu desenvolvimento, tem-se,

$$\eta = F_R \cdot \frac{S}{G_t} - F_R \cdot \frac{A_r}{A_a} \cdot U_P \cdot \frac{(T_f - T_a)}{G_t} \quad (70)$$

A Equação (70) representa uma reta, quando representada em um gráfico da eficiência em função da relação $[(T_f - T_a)/G_t]$. Nessa situação, o termo $(F_R \cdot S/G_t)$ é a eficiência máxima teórica do coletor, enquanto que $[-F_R \cdot U_P \cdot (A_r/A_a)]$ é a inclinação da reta.

As temperaturas da superfície do tubo coletor e do tubo de vidro são inicialmente estimadas para o cálculo das resistências térmicas. Com esses dados, essas temperaturas devem ser obtidas através de um processo iterativo utilizando um balanço de energia no circuito térmico apresentado na Figura 128, como segue,

$$Q_i = Q_u + Q_p \quad (71)$$

onde, $Q_i = S \cdot A_a$, logo, em função das resistências, tem-se:

$$Q_i = \frac{T_r - T_i}{R_{int}} + \frac{T_r - T_\infty}{R_{anu} + R_{ext}} \quad (72)$$

ou,

$$T_r = \frac{Q_i + T_i/R_{int} + T_\infty/(R_{anu} + R_{ext})}{1/R_{int} + 1/(R_{anu} + R_{ext})} \quad (73)$$

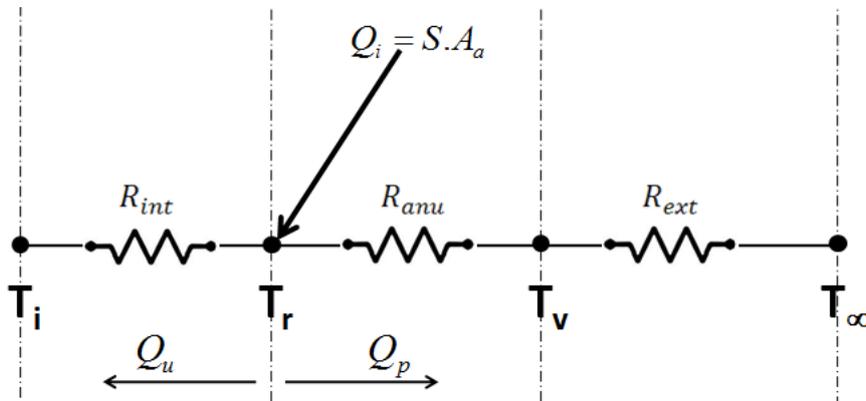


Figura 128: Circuito térmico para processo iterativo.

Para o cálculo de T_v é utilizada a Figura 129.

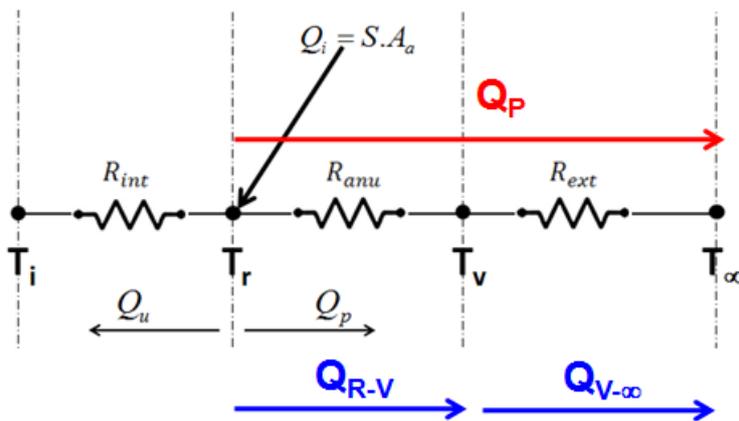


Figura 129: Circuito térmico para o cálculo de T_v

Considerando que $Q_{r-v} = Q_{v-\infty} = Q_p$, onde:

$$Q_{r-v} = \frac{T_v - T_r}{R_{anu}}; \quad Q_{v-\infty} = \frac{T_\infty - T_v}{R_{ext}}; \quad Q_p = \frac{T_\infty - T_r}{R_{anu} + R_{ext}} \quad (74)$$

Utilizando a primeira e a última expressão das Equações (74), chega-se a Equação (75):

$$T_v = \frac{R_{ext} \cdot T_r + R_{anu} \cdot T_\infty}{R_{anu} + R_{ext}} \quad (75)$$

APÊNDICE G: ANÁLISE DE INCERTEZAS

Todo estudo experimental é acompanhado de uma análise estatística visando reduzir ao máximo os erros naturais do experimento decorrentes de equipamentos, cabos e conexões e até mesmo as leituras realizadas pelo operador dos instrumentos. Com isso, define-se o conceito de incertezas como a **"Estimativa que quantifica a confiabilidade do resultado de uma medição. Quanto maior a incerteza, tanto menor será a confiabilidade desse resultado."** (BARATTO et al. 2008).

Sejam $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ as medidas efetuadas com as respectivas incertezas $\delta_{x1}, \delta_{x2}, \delta_{x3}, \dots, \delta_{xn}$.

Seja a função das medidas efetuadas:

$$f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$$

e δ_f^2 as incertezas das variáveis da função f , dadas pela relação:

$$\delta_f^2 = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \cdot \delta_{x1}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \cdot \delta_{x2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \cdot \delta_{xn}^2 \quad (76)$$

$$\delta_f^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \cdot \delta_{xi}^2 \quad (77)$$

Pode-se obter a incerteza da média, seguindo o seguinte procedimento:

Cálculo da média aritmética da medida efetuadas através de,

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}, \text{ ou} \quad (78)$$

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} \quad (79)$$

No cálculo da propagação da incerteza da média, utiliza-se a derivada parcial de todos os termos, ou seja,

$$\delta_{\bar{x}}^2 = \left(\frac{\partial \bar{x}}{\partial x_1}\right)^2 \cdot \delta_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial \bar{x}}{\partial x_2}\right)^2 \cdot \delta_{x_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial \bar{x}}{\partial x_n}\right)^2 \cdot \delta_{x_n}^2 \quad (80)$$

Como as incertezas das medidas são iguais, $\delta_{x_1} = \delta_{x_2} = \delta_{x_3} = \dots = \delta_{x_n}$, o valor da incerteza será denominado por apenas δ_x , por se tratarem das mesmas grandezas. Com isso, a incerteza da média é,

$$\delta_{\bar{x}}^2 = \left(\frac{1}{n}\right)^2 \cdot \delta_x^2 + \left(\frac{1}{n}\right)^2 \cdot \delta_x^2 + \dots + \left(\frac{1}{n}\right)^2 \cdot \delta_x^2 \quad (81)$$

A incerteza da média ou o desvio padrão da média é dado por,

$$\delta_{\bar{x}} = \frac{\delta_x}{\sqrt{n}} \quad (82)$$

O Cálculo da média de uma amostra é calculado por,

$$\bar{Y} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i}{n} \quad (83)$$

O desvio padrão da amostra medida é,

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \bar{Y})^2}{n - 1}} \quad (84)$$

O erro padrão de uma amostra é representado por,

$$EP = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (85)$$

Na calibração de um instrumento, além dos erros originados por análises estatísticas, existem os erros inerentes associados aos instrumentos de referência, EP_{ref} . Para encontrar o erro combinado desses efeitos, utiliza-se,

$$EP_T = \sqrt{EP^2 + EP_{ref}^2} \quad (86)$$

Dessa forma, o intervalo de confiança é obtido por,

$$IC = \bar{Y} \pm u\bar{Y} = \bar{Y} \pm t_s \times EP \quad (87)$$

- **Temperatura**

A incerteza na medição de qualquer temperatura medida é obtida de forma direta pelos dados fornecidos pelo fabricante do sensor Dallas DS18B20,

$$\delta T = 0,5^\circ\text{C} \quad (88)$$

A incerteza no cálculo de diferenças de temperaturas é dada por,

$$\delta\Delta T = \sqrt{\left(\frac{\partial\Delta T}{\partial T_1} \cdot \delta T_1\right)^2 + \left(\frac{\partial\Delta T}{\partial T_2} \cdot \delta T_2\right)^2} \quad (89)$$

onde os índices 1 e 2 representam temperaturas arbitrárias. Para temperaturas medidas, tem-se, $\delta T_1 = \delta T_2 = \delta T$ e $\left|\frac{\partial\Delta T}{\partial\Delta T_1}\right| = \left|\frac{\partial\Delta T}{\partial\Delta T_2}\right| = 1$, logo:

$$\delta\Delta T = \delta T \cdot \sqrt{2} \quad (90)$$

Substituindo os valores, tem-se:

$$\delta\Delta T = \delta T \cdot \sqrt{2} = 0,5 \cdot 1,4121 = 0,707^\circ\text{C} \quad (91)$$

- **Sensor de vazão**

Para o cálculo do erro na medição da vazão utilizam-se as Equações (84) e (85), sendo Y_i a vazão medida pela proveta e \bar{Y} a vazão calculada, utilizando-se a Equação (7), para cada frequência de pulso coletada durante a calibração do sensor e $n = 73$ medições, que após realização dos cálculos tem-se:

$$\delta(AV) = 0,0008 \text{ Litros/min} \quad (92)$$

- **Radiômetro**

O sensor de irradiação solar foi construído conforme item 5.4.2.4 (AVALLONE et al. 2016) com erro padrão recalculado de 1,88 W/m² e confiabilidade de 99%.

- **Vazão mássica**

Aplicando a Equação (77) na Equação (39), considerando a densidade constante, tem-se,

$$\delta\dot{m} = \rho \cdot \delta(AV) \quad (93)$$

- **Energia térmica útil absorvida**

Aplicando-se a Equação (77) na Equação (10), e considerando o calor específico constante,

$$\frac{\partial \dot{Q}_u}{\partial \dot{m}} = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{m}}, \quad \frac{\partial \dot{Q}_u}{\partial \Delta T} = \frac{\dot{Q}_u}{\Delta T} \quad (94)$$

com isso, o erro padrão resulta em:

$$\frac{\delta \dot{Q}_u}{\dot{Q}_u} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T}{\Delta T}\right)^2} \quad (95)$$

- **Energia térmica incidente**

Aplicando a Equação (76) à Equação (11), tem-se:

$$\delta \dot{Q}_i = A_a \cdot \delta G \quad (96)$$

- **Energia térmica acumulada**

Aplicando-se a Equação (77) na Equação (12),

$$\delta E_{acu} = \Delta t_i \cdot \sqrt{\sum (\delta \dot{Q}_{u,i})^2} \quad (97)$$

- **Eficiência transiente**

Para o cálculo da incerteza na eficiência térmica é utilizada a Equação (13) aplicada à Equação (76),

$$\frac{\partial \eta}{\partial \dot{Q}_u} = \frac{1}{\dot{Q}_i} = \frac{\eta}{\dot{Q}_u} \quad \text{e} \quad \frac{\partial \eta}{\partial \dot{Q}_i} = -\frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i^2} = -\frac{\eta}{\dot{Q}_i} \quad (98)$$

Aplicando as Equações (98) na Equação (77), tem-se o erro padrão da eficiência como:

$$\frac{\delta \eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{Q}_i}{\dot{Q}_i}\right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{Q}_u}{\dot{Q}_u}\right)^2} \quad (99)$$

- **Perfis de temperaturas no reservatório**

da Equação (17), tem-se,

$$T_{hom} = \frac{\sum_{z=1}^{30} \rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot T_z}{\rho \cdot c_p \cdot V} = \frac{\sum_{z=1}^{30} E_z}{\rho \cdot c_p \cdot V} \quad (100)$$

O erro padrão de E_z (energia na posição z) é dado por,

$$\delta E_z = \sqrt{\left(\frac{\partial E_z}{\partial V_z} \cdot \delta V_z\right)^2 + \left(\frac{\partial E_z}{\partial T_z} \cdot \delta T_z\right)^2} \quad (101)$$

$$\frac{\partial E_z}{\partial V_z} = \rho \cdot c_p \cdot T_z = \frac{E_z}{V_z}; \quad \frac{\partial E_z}{\partial T_z} = \rho \cdot c_p \cdot V_z = \frac{E_z}{T_z} \quad (102)$$

$$\frac{\delta E_z}{E_z} = \sqrt{\left(\frac{\delta V_z}{V_z}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_z}{T_z}\right)^2} \quad (103)$$

portanto,

$$\delta T_{hom} = \frac{\sqrt{\sum_{z=1}^{30} (\delta E_z)^2}}{\rho \cdot c_p \cdot V} \quad (104)$$

- **Volume de água estratificada no reservatório**

Da Equação (18), considerando ρ e c_p constantes, tem-se:

$$V_{est} = V \cdot \frac{T_{hom} - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} = V \cdot \frac{\Delta T_{hom}}{\Delta T_{max}} \quad (105)$$

então,

$$\delta \Delta T_{hom} = \sqrt{\delta T_{hom}^2 + \delta T_{min}^2} = \sqrt{\delta T_{hom}^2 + \delta T^2} \quad (106)$$

e

$$\delta \Delta T_{max} = \sqrt{\delta T_{max}^2 + \delta T_{min}^2} = \delta \Delta T = \delta T \cdot \sqrt{2} \quad (107)$$

logo,

$$\delta V_{est} = \sqrt{\left(\frac{\partial V_{est}}{\partial \Delta T_{hom}} \cdot \delta \Delta T_{hom}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_{est}}{\partial \Delta T_{max}} \cdot \delta \Delta T_{max}\right)^2} \quad (108)$$

$$\frac{\partial V_{est}}{\partial \Delta T_{hom}} = \frac{V}{\Delta T_{max}} = \frac{V_{est}}{\Delta T_{hom}}; \quad \frac{\partial V_{est}}{\partial \Delta T_{max}} = -\frac{V \cdot \Delta T_{hom}}{\Delta T_{max}^2} = -\frac{V_{est}}{\Delta T_{max}} \quad (109)$$

$$\frac{\delta V_{est}}{V_{est}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta T_{hom}}{\Delta T_{hom}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta T_{max}}{\Delta T_{max}}\right)^2} \quad (110)$$

- **Alturas das regiões estratificada e fria**

Os erros padrões serão,

$$\delta Z_{est} = \delta Z_{frio} = \frac{\delta V_{est}}{2 \cdot A_{res}} \quad (111)$$

- **Estratificação térmica do reservatório (MIX)**

A estratificação térmica do reservatório é calculada utilizando o Número de MIX da Equação (21).

Da Equação (21) tem-se,

$$MIX = \frac{M_{est} - M_{exp}}{M_{est} - M_{hom}} = \frac{\Delta M_{exp}}{\Delta M_{est}} \quad (112)$$

$$\delta \Delta M_{exp} = \sqrt{(\delta M_{exp})^2 + (\delta M_{hom})^2} \quad (113)$$

$$\delta \Delta M_{est} = \sqrt{(\delta M_{est})^2 + (\delta M_{hom})^2} \quad (114)$$

Para a incerteza do M_{exp} utiliza-se a Equação (24),

$$M_{exp} = \sum_{z=1}^{30} \rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot T_z \cdot Z_z = \sum_{z=1}^{30} E_z \cdot Z_z = \sum_{z=1}^{30} M_{exp,z} \quad (115)$$

e,

$$\delta M_{exp,z} = \sqrt{\left(\frac{\partial M_{exp,z}}{\partial E_z} \cdot \delta E_z\right)^2 + \left(\frac{\partial M_{exp,z}}{\partial Z_z} \cdot \delta Z_z\right)^2} \quad (116)$$

onde,

$$\frac{\partial M_{exp,z}}{\partial E_z} = Z_z = \frac{M_{exp,z}}{E_z}; \quad \frac{\partial M_{exp,z}}{\partial Z_z} = E_z = \frac{M_{exp,z}}{Z_z} \quad (117)$$

logo,

$$\frac{\delta M_{exp,z}}{M_{exp,z}} = \sqrt{\left(\frac{\delta E_z}{E_z}\right)^2 + \left(\frac{\delta Z_z}{Z_z}\right)^2} \quad (118)$$

$$\delta M_{exp} = \sqrt{\sum (\delta M_{exp,z})^2} \quad (119)$$

Para a incerteza do M_{hom} , utiliza-se a Equação (25),

$$M_{hom} = \frac{\rho \cdot c_p \cdot V \cdot T_{hom} \cdot H}{2} \quad (120)$$

logo,

$$\frac{\delta M_{hom}}{M_{hom}} = \frac{\delta T_{hom}}{T_{hom}} \quad (121)$$

Para a incerteza de M_{est} , utiliza-se a Equação (26),

$$M_{est} = \rho \cdot c_p \cdot V_{est} \cdot T_{max} \cdot Z_{est} + \rho \cdot c_p \cdot (V - V_{est}) \cdot T_{min} \cdot Z_{frio} \quad (122)$$

onde,

$$(V - V_{est}) = \Delta V \rightarrow \delta \Delta V = \delta V_{est} \quad (123)$$

Por facilidade, M_{est} é nominando por:

$$M_{est} = M_{est,A} + M_{est,B} \quad (124)$$

$$\delta M_{est,A} = \sqrt{\left(\frac{\partial M_{est,A}}{\partial V_{est}} \cdot \delta V_{est}\right)^2 + \left(\frac{\partial M_{est,A}}{\partial T_{max}} \cdot \delta T_{max}\right)^2 + \left(\frac{\partial M_{est,A}}{\partial Z_{est}} \cdot \delta Z_{est}\right)^2} \quad (125)$$

$$\delta M_{est,B} = \sqrt{\left(\frac{\partial M_{est,B}}{\partial \Delta V} \cdot \delta \Delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial M_{est,B}}{\partial T_{min}} \cdot \delta T_{min}\right)^2 + \left(\frac{\partial M_{est,B}}{\partial Z_{frio}} \cdot \delta Z_{frio}\right)^2} \quad (126)$$

com a Equação (125), calcula-se as derivadas parciais,

$$\frac{\partial M_{est,A}}{\partial V_{est}} = \rho \cdot c_p \cdot T_{max} \cdot Z_{est} = \frac{M_{est,A}}{V_{est}} \quad (127)$$

$$\frac{\partial M_{est,A}}{\partial T_{max}} = \frac{M_{est,A}}{T_{max}}, \quad \frac{\partial M_{est,A}}{\partial Z_{est}} = \frac{M_{est,A}}{Z_{est}} \quad (128)$$

com a Equação (126), calcula-se as derivadas parciais,

$$\frac{\partial M_{est,B}}{\partial \Delta V} = \frac{M_{est,B}}{\Delta V_{est}}, \quad \frac{\partial M_{est,B}}{\partial T_{min}} = \frac{M_{est,B}}{T_{min}}, \quad \frac{\partial M_{est,B}}{\partial Z_{frio}} = \frac{M_{est,B}}{Z_{frio}} \quad (129)$$

Chegando-se às relações:

$$\frac{\delta M_{est,A}}{M_{est,A}} = \sqrt{\left(\frac{\delta V_{est}}{V_{est}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{max}}{T_{max}}\right)^2 + \left(\frac{\delta Z_{est}}{Z_{est}}\right)^2} \quad (130)$$

$$\frac{\delta M_{est,B}}{M_{est,B}} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta V_{est}}{\Delta V_{est}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{min}}{T_{min}}\right)^2 + \left(\frac{\delta Z_{frio}}{Z_{frio}}\right)^2} \quad (131)$$

Chegando-se a incerteza de M_{est} ,

$$\delta M_{est} = \sqrt{(\delta M_{est,A})^2 + (\delta M_{est,B})^2} \quad (132)$$

Com isso, chega-se ao erro padrão,

$$\frac{\delta M_{est}}{M_{est}} = \sqrt{\left(\frac{\delta M_{est,A}}{M_{est}}\right)^2 + \left(\frac{\delta M_{est,B}}{M_{est}}\right)^2} \quad (133)$$

De posse das Equações das incertezas dos momentos de energia experimental, homogênea e estratificada e substituindo nas Equações (113) e (114) e na sequência na Equação (112) chega-se ao erro padrão de *MIX*.

- **Coeficiente de estratificação térmica do reservatório (*CE*)**

Da Equação (32), tem-se,

$$CE = \frac{\Delta \Xi_{exp} - \Delta \Xi_{hom}}{\Delta \Xi_{est} - \Delta \Xi_{hom}} = \frac{\Delta \Xi'_{exp}}{\Delta \Xi'_{est}} \quad (134)$$

Assim, a incerteza de *CE* é dada por:

$$\frac{\delta CE}{CE} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta \Xi'_{exp}}{\Delta \Xi'_{exp}}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta \Xi'_{est}}{\Delta \Xi'_{est}}\right)^2} \quad (135)$$

Calculando os erros padrões das exergias e utilizando a Equação (134), tem-se,

$$\delta \Delta \Xi'_{exp} = \sqrt{(\delta \Delta \Xi_{exp})^2 + (\delta \Delta \Xi_{hom})^2} \quad (136)$$

$$\delta\Delta\Xi'_{est} = \sqrt{(\delta\Delta\Xi_{est})^2 + (\delta\Delta\Xi_{hom})^2} \quad (137)$$

Definindo-se uma função auxiliar Ψ como segue:

$$\Psi(T_1, T_2) = (T_2 - T_1) - T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (138)$$

onde T_1 e T_2 são temperaturas arbitrárias.

$$\delta\Psi = \sqrt{\left(\frac{\partial\Psi}{\partial T_1} \cdot \delta T_1\right)^2 + \left(\frac{\partial\Psi}{\partial T_2} \cdot \delta T_2\right)^2} \quad (139)$$

Derivando a Equação (137), tem-se:

$$\frac{\partial\Psi}{\partial T_2} = \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right); \quad \frac{\partial\Psi}{\partial T_1} = \left(\frac{T_0}{T_1} - 1\right) \quad (140)$$

Chegando-se ao erro de Ψ :

$$\delta\Psi = \sqrt{\left[\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \cdot \delta T_2\right]^2 + \left[\left(\frac{T_0}{T_1} - 1\right) \cdot \delta T_1\right]^2} \quad (141)$$

Utilizando a Equação (27):

$$\Delta\Xi_{exp} = \sum_{z=1}^{30} \rho \cdot c_p \cdot V_z \cdot \Psi_{1,z} = \sum_{z=1}^{30} \Delta\Xi_{exp,z} \quad (142)$$

onde, $\Psi_{1,z} = \Psi(T_z, T_{z,t0})$. Assim, a incerteza de $\Psi_{1,z}$ é:

$$\delta\Psi_{1,z} = \sqrt{\left[\left(1 - \frac{T_0}{T_z}\right) \cdot \delta T_z\right]^2 + \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{z,t0}}\right) \cdot \delta T_{z,t0}\right]^2} = \delta T \sqrt{\left(1 - \frac{T_0}{T_z}\right)^2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{z,t0}}\right)^2} \quad (143)$$

Para a incerteza de $\Delta\Xi_{exp,z}$, tem-se:

$$\frac{\delta\Delta\Xi_{exp,z}}{\Delta\Xi_{exp,z}} = \sqrt{\left(\frac{\delta V_z}{V_z}\right)^2 + \left(\frac{\delta\Psi_{1,z}}{\Psi_{1,z}}\right)^2} \quad (144)$$

Portanto, para a incerteza do $\Delta\Xi_{exp}$, tem-se:

$$\delta\Delta E_{exp} = \sqrt{\sum (\delta\Delta E_{exp,z})^2} \quad (145)$$

Utilizando a Equação (28), tem-se:

$$\Delta E_{hom} = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \Psi_2 \quad (146)$$

onde, $\Psi_2 = \Psi(T_{hom}, T_{hom,t0})$. Assim, a incerteza é dada por:

$$\delta\Psi_2 = \sqrt{\left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{hom}}\right) \cdot \delta T_{hom}\right]^2 + \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_{hom,t0}}\right) \cdot \delta T_{hom,t0}\right]^2} \quad (147)$$

Portanto, a incerteza é dada por:

$$\delta\Delta E_{hom} = \rho \cdot c_p \cdot V \cdot \delta\Psi_2 \quad (148)$$

Utilizando a Equação (31), tem-se:

$$\Delta E_{est} = \rho \cdot c_p \cdot [V_{est,t} - V_{est,t0}] \cdot \Psi_3 \quad (149)$$

onde, $\Psi_3 = \Psi(T_{max}, T_{min})$. Logo, a incerteza é dada por:

$$\delta\Psi_3 = \delta T \sqrt{\left(1 - \frac{T_0}{T_{max}}\right)^2 + \left(1 - \frac{T_0}{T_{min}}\right)^2} \quad (150)$$

definindo $\Delta V_{est} = V_{est,t} - V_{est,t0}$, a incerteza é dada por:

$$\delta\Delta V_{est} = \sqrt{(\delta V_{est,t})^2 + (\delta V_{est,t0})^2} \quad (151)$$

Portanto para a incerteza de $\delta\Delta E_{est}$, tem-se:

$$\frac{\delta\Delta E_{est}}{\Delta E_{est}} = \sqrt{\left(\frac{\delta\Delta V_{est}}{\Delta V_{est}}\right)^2 + \left(\frac{\delta\Psi_3}{\Psi_3}\right)^2} \quad (152)$$

De posse das Equações dos erros da exergia experimental, homogênea e estratificada e substituindo nas Equações (136) e (137) e na sequência na Equação (135) chega-se ao erro padrão de CE .