



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO  
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LILIANA MARCELA RUBIO OSPINA

**MODELAGEM E ANÁLISE DE UM COLETOR FOTOVOLTAICO TÉRMICO**

Recife /2016.

LILIANA MARCELA RUBIO OSPINA

**MODELAGEM E ANÁLISE DE UM COLETOR FOTOVOLTAICO TÉRMICO**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Pernambuco como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

**Área de Concentração:** Processos e Sistemas Térmicos.

**Orientador:** Prof. Dr. João Pereira de Brito Filho.

**Co-orientador:** Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife/ 2016.

Catálogo na fonte

Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

O83m Ospina, Liliana Marcela Rubio.  
Modelagem e análise de um coletor fotovoltaico térmico / Liliana Marcela Rubio Ospina. – 2017.  
120 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. João Pereira de Brito Filho.  
Coorientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.  
Inclui Referências e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Coletor fotovoltaico-térmico (PV/T). 3. Energia solar. 4. Eficiência térmica. 5. Eficiência elétrica. 6. Coeficiente global de perda de calor. I. Brito Filho, João Pereira de. (Orientador). II. Guerrero, Jorge Recarte Henríquez. (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2017-154

07 de dezembro de 2016

“MODELAGEM E ANÁLISE DE UM COLETOR FOTOVOLTAICO TÉRMICO”

LILIANA MARCELA RUBIO OSPINA

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

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

---

Prof. Dr. JOÃO PEREIRA DE BRITO FILHO  
ORIENTADOR/PRESIDENTE

---

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO  
COORIENTADOR

---

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ  
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

---

Prof. Dr. JOÃO PEREIRA DE BRITO FILHO (UFPE)

---

Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA (IFPE)

---

Prof. Dr. ANDRÉ FELIPPE VIEIRA DA CUNHA (UFPE)

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus pela fortaleza e coragem dada durante minha vida acadêmica especialmente nestes dois anos de mestrado.

Agradeço a minha família que sempre apoio este sonho profissional, a meus pais Libardo e Rosa Lilia pela confiança, apoio incondicional e compreensão durante minha ausência. A meu irmão Juan Pablo por ser meu exemplo de vida. A minha cunhada Sindy Higuera por seus conselhos e palavras de alívio para não desfalecer nos momentos difíceis.

A Cesar Velandia pelos ensinamentos para enfrentar a vida, a Catherine Amador por compartilhar aqueles momentos de felicidade, a Oscar Bravo por mostrar-me que tudo na vida é amor, a meus amigos brasileiros e peruanos Angélica da Silva, Lucas Ademar, Lenin Fernández e Edwin Coronel, pelas conversações e trocas culturais.

Agradeço também a meu orientador João Brito Pereira Filho e co-orientador Jorge Recarte pelo direcionamento e acompanhamento da pesquisa, além do fornecimento da informação e conhecimento que engrandeceram o decorrer do mestrado.

E finalmente agradeço à Universidade Federal de Pernambuco e ao Capes pelo apoio econômico e técnico ao longo do curso, porque sem eles não houve conseguido este maravilhoso logro.

“Determinação, coragem e auto-confiança são fatores decisivos para o sucesso. Se estamos possuídos por uma inabalável determinação, conseguiremos superá-los.

Independentemente das circunstâncias, devemos ser sempre humildes, recatados e despidos de orgulho. ”

(Dalai Lama)

## RESUMO

O campo da energia solar tem atraído muita atenção por parte dos cientistas e engenheiros nos últimos anos. Já que cada vez mais estão aumentando suas aplicações nas áreas térmicas e elétricas. Esta fonte alternativa pode ser considerada como uma possível solução para diminuir o consumo de combustíveis fósseis especialmente na geração de electricidade. Além disso, diversifica a matriz energética e elétrica evitando a dependência de uma única fonte de energia (hidráulica) onde sua oferta interna pode ser afetada por agentes externos difíceis de controlar. A energia solar fotovoltaica tem apresentado um crescimento considerável (200%) nos últimos três anos na micro e minigeração distribuída do Brasil. O principal setor de aplicação da energia solar é no setor residencial, especificamente na demanda de aquecimento de água, calefação de espaços e geração de electricidade. As tecnologias usadas na transformação da energia solar em energia térmica e elétrica são os coletores solares e os módulos fotovoltaicos, respectivamente. A fim de melhorar os desempenhos dos módulos fotovoltaicos e aproveitar o ganho térmico pelo aquecimento das células fotovoltaicas, há aumentado o interesse dos pesquisadores na tecnologia híbrida fotovoltaica térmica (PV/T) já que permite a produção simultânea de energia elétrica e térmica por meio da captação de energia solar a partir de um só dispositivo, o coletor PV/T. Algumas vantagens deste tipo de sistema comparado com os sistemas de captação tradicionais (coletor solar e módulo fotovoltaico) são a diminuição de custos de instalação, o melhoramento do rendimento e o aproveitamento de espaços. No presente estudo é modelado e simulado o funcionamento de um coletor PV/T, tipo placa plana com água como fluido de trabalho. O estado do comportamento do coletor PV/T, partiu de um balanço de energia estabelecido que resulta em um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeiro grau, não lineais, e não homogêneas consolidadas da literatura. A radiação solar incidente, e a temperatura do ar do ambiente externo foram levadas em conta no modelo e assumidas como dependentes do tempo. As equações foram discretizadas e solucionadas numericamente usando o software de simulação MATLAB. O ângulo de inclinação do coletor e o fluxo de massa são parâmetros que foram comparados para seis cidades de regiões e climas diferentes do Brasil.

**Palavras-chave:** Coletor fotovoltaico-térmico (PV/T). Energia solar. Eficiência térmica. Eficiência elétrica. Coeficiente global de perda de calor.

## ABSTRACT

The field of solar energy has attracted much attention from scientists and engineers in recent years. Since more and more are increasing their applications in the thermal and electrical areas. This alternative source can be considered as a possible solution to reduce the consumption of fossil fuels especially the generation of electricity. In addition, it diversifies the energy and electrical matrix avoiding the dependence of a single source of energy (hydraulic) its domestic supply can be affected by external agents difficult to control. Photovoltaic solar energy has presented a considerable growth (200%) in the last three years in the micro and minigeneration distributed of Brazil. The main sector application of solar energy is in the residential sector, specifically in the water heating, space heating and electricity generation. The technologies used in the transformation of solar energy into thermal and electrical energy are the solar collectors and the photovoltaic modules, respectively. In order to improve the performance of photovoltaic modules and to take advantage of the thermal gain due to the heating of photovoltaic cells, researchers' interest in thermal photovoltaic (PV / T) hybrid technology has increased since it allows the simultaneous production of electric and thermal energy through Solar power from a single device, the PV / T collector. Some advantages of this type of system compared to traditional capture systems (solar collector and photovoltaic module) are the reduction of installation costs, the improvement of the efficiency and the use of spaces. In the present study, is modeled and simulated the operation of a PV/T collector, flat plate type water as working fluid. The PV/T collector behavior, part of an energy balance established by first-order, non-linear, non-homogeneous ordinary differential equations consolidated literature. The incident solar radiation, air temperature external environment, and optical property cover are considered in the model and assumed varying in the time. The equations are discretized and solved numerically using MATLAB simulation software. The tilt angle and mass flow are parameters were compared for six cities of different regions and climates of Brazil.

**Keywords:** Photovoltaic-thermal collector. Solar energy. Thermal efficiency. Electrical efficiency. Overall heat loss coefficient.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 -Comportamento da Matriz Elétrica Brasileira nos últimos 4 anos. ....	18
Figura 2 - Usos típicos da energia elétrica no setor residencial. ....	19
Figura 3 - Classificação de coletores solares.....	20
Figura 4- Aplicações térmicas de sistemas solares híbridos PV/T.....	23
Figura 5- Sistema solar PV/T tipo ar para aquecimento de ambientes.....	24
Figura 6- Coletor de placa PV/T.....	30
Figura 7- Sistema solar PV/T aplicado ao aquecimento de água e geração de eletricidade.....	31
Figura 8 - Modelos para absorvedores térmicos.....	36
Figura 9 - Espectro da radiação solar .....	37
Figura 10 - Declinação solar ( $\delta$ ) e estações do ano .....	38
Figura 11 - Ângulos da incidência da radiação solar sobre uma superfície inclinada. ....	39
Figura 12 - Componentes de radiação solar .....	41
Figura 13 - Ângulo de incidência e refração em dois meios. ....	48
Figura 14 - Absorção da radiação pelo painel fotovoltaico.....	50
Figura 15 - Rede Térmica para coletor PV/T de placa plana .....	53
Figura 16 - Rede térmica das perdas na cobertura superior .....	54
Figura 17- Estrutura do coletor PV/T .....	63
Figura 18 - Fluxos de calor na cobertura do vidro .....	64
Figura 19 - Diagrama de fluxos de energia no módulo fotovoltaico.....	67
Figura 20 - Dimensiones do absorvedor térmico .....	69
Figura 21- Diagrama de fluxos térmicos na placa absorvedora .....	70
Figura 22 - Diagrama de fluxos térmicos no tubo .....	72
Figura 23 - Diagrama de fluxos térmicos no isolamento.....	74
Figura 24 - Diagrama de fluxos térmicos no fluido de trabalho.....	76
Figura 25- Fluxograma do algoritmo implementado em Matlab. ....	80
Figura 26 - Radiação solar global incidente para o mês de novembro.....	84
Figura 27 - Radiação solar global diária, média mensal do mês de novembro ( $\text{MJ}/\text{m}^2.\text{dia}$ ).....	86
Figura 28 – Radiação solar incidente no coletor PV/T.....	87
Figura 29 - Temperaturas instantanea do ar do ambiente externo.....	87
Figura 30 - Fluxos de calor no vidro ao longo do dia .....	88
Figura 31 - Fluxo de calor no módulo fotovoltaico.....	89
Figura 32 - Fluxo de calor no absorvedor térmico ao longo do dia.....	90
Figura 33 - Fluxo de calor no tubo .....	91
Figura 34 - Fluxo de calor na água.....	92
Figura 35 - Fluxo de calor no isolamento.....	93
Figura 36 -Temperaturas de cada camada do coletor PV/T .....	95
Figura 37 - Eficiência térmica ao variar $\beta$ .....	98
Figura 38 - Comportamento do fluxo de energia da água. ....	99
Figura 39 - Eficiência elétrica ao variar $\beta$ .....	100

Figura 40 - Fluxo condutivo trocado entre o PV e o absorvedor durante o dia.....	101
Figura 41- Comportamento da eficiência global do coletor PV/T .....	103
Figura 42 - Comportamento da eficiência térmica do coletor PV/T .....	104
Figura 43 - Comportamento geral da eficiência elétrica .....	105
Figura 44 - Comportamento da temperatura do módulo PV .....	106
Figura 45- Comportamento da temperatura do Fluido de trabalho .....	106

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do tipo de células PV .....	34
Tabela 2- Características de materiais absorvedores.....	35
Tabela 3 - Relações das propriedades óticas das superfícies.....	51
Tabela 4 - Resumo da nomenclatura do modelo de radiação.....	62
Tabela 5 - Resumo do balanço de energia do coletor PV/T .....	77
Tabela 6 - Resumo das equações discretizadas do coletor PV/T .....	78
Tabela 7- Estudos de caso-cidades .....	81
Tabela 8 - Propriedades e dimensões do vidro.....	82
Tabela 9 - Propriedades do módulo fotovoltaico (PV).....	82
Tabela 10 - Propriedades do absorvedor térmico .....	83
Tabela 11 - Medidas dos tubos.....	83
Tabela 12 – Propriedades e espessura do isolamento.....	83
Tabela 13 - Propriedades adicionais dos materiais.....	84
Tabela 14 - Radiação extraterrestre diária ( $H_0$ ).....	86
Tabela 15- Fluxos na cobertura do vidro.....	89
Tabela 16 - Fluxos no módulo PV.....	90
Tabela 17 - Fluxos no absorvedor térmico .....	91
Tabela 18 - Fluxos no tubo.....	92
Tabela 19 - Fluxos na água.....	93
Tabela 20 - Fluxos no isolamento.....	94
Tabela 21 - Desempenho do coletor PV/T .....	96
Tabela 22 - Máxima radiação ao longo do dia (14 de novembro).....	97
Tabela 23 - Características gerais das cidades para $\beta=0$ .....	98
Tabela 24 - Temperaturas máxima da água ao variar a inclinação do coletor PV/T.....	99
Tabela 25 – Potência máxima do coletor PV/T ao variar $\beta$ .....	100
Tabela 26 - Temperatura máxima do PV ao variar ao longo do dia.....	101
Tabela 27 - Coeficiente Global de Perdas ao variar $\beta$ .....	102
Tabela 28 - Comportamento da eficiência elétrica do coletor PV/T .....	104
Tabela 29 - Comportamento do coeficiente global de perdas .....	105
Tabela 30 - Comportamento da potência elétrica.....	107

## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

### Letras Latinas

A	Área superficial, m <sup>2</sup>
c	Calor específico, J/kgK
D	Diâmetro, m
E <sub>p</sub>	Potência elétrica, W
F'	Fator de eficiência, -
G	Radiação solar por unidade de área, W/m <sup>2</sup>
G <sub>o</sub>	Constante solar, W/m <sup>2</sup>
h	Coefficiente de transferência de calor, W/m <sup>2</sup> K
H <sub>o</sub>	Radiação extraterrestre diária, J/m <sup>2</sup>
$\bar{H}$	Radiação média mensal diária, J/m <sup>2</sup> dia
$\bar{K}_T$	Índice de claridade, -
k	Condutividade térmica, W/mK
L	Comprimento, m
$\dot{m}$	Vazão mássica, kg/s
m	Massa, kg
Nu	Número de Nusselt, -
P	Fator de preenchimento, -
Pr	Número de Prandtl, -
Q	Fluxo de energia, W
R	Fator de geometria, -
R <sub>g</sub>	Índice de refração, -
Ra	Número de Rayleigh, -

Re	Número de Reynolds, -
T	Temperatura, K
$U_L$	Coefficiente global de perdas de calor, $W/m^2K$
$u_a$	Velocidade do vento, m/s
W	Espaço entre tubos, m

### Letras Gregas

$\alpha$	Absortância, -; Difusividade térmica, $m^2/s$
$\beta$	Inclinação do coletor, grau
$\beta_{ref}$	Coefficiente de temperatura da célula solar, $K^{-1}$
$\beta_{ar}$	Coefficiente de expansão térmica do ar, $K^{-1}$
$\gamma$	Ângulo azimute da superfície, grau
$\delta$	Declinação solar, grau ; Espessura, m
$\varepsilon$	Emissividade, -
$\eta$	Eficiência, %
$\theta$	Ângulo de incidência, grau
$\theta_z$	Ângulo zenital, grau
$\Lambda$	Coefficiente de extinção, $m^{-1}$
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8}$ ), $W/m^2K^4$
$\tau$	Transmitância, -
$\tau\alpha$	Transmitância -absortância efetiva, -
$\nu$	Viscosidade cinemática, $m^2/s$
$\rho$	Densidade, $kg/m^3$ ; Refletividade e refletância, -
$\phi$	Latitude do local, grau
$\omega$	Ângulo horário, grau

## Índices

a	perdas por absorção
ar	ar
amb	ambiente
ad	placa adesiva
b	insolação direta
co	absorvedor térmico
conv	convecção
cond	condução
d	insolação difusa
e	elétrica
g	vidro ou solo
h	insolação hemisférica
in	entrada
iso	isolamento
m	média
out	saída
pv	módulo fotovoltaico
r	perdas por reflexão
rad	radiação
ref	referência
t	térmica
tubo	tubo
water	água
wind	vento

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	17
1.1	JUSTIFICATIVA .....	19
1.2	OBJETIVOS .....	22
1.2.1	Objetivo Geral .....	22
1.2.2	Objetivos Específicos .....	22
<b>2</b>	<b>REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	23
2.1	APLICAÇÕES TÉRMICAS DOS COLETORES PV/T .....	23
2.1.1	Calefação e refrigeração .....	23
2.1.2	Aquecimentos de Ambientes .....	24
2.1.3	Secagem solar .....	25
2.1.4	Building-Integrated-Photovoltaic/Thermal (BIPV/T) .....	25
2.1.5	Aquecimento de água .....	26
2.2	MODELAGEM E SIMULAÇÃO .....	27
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	30
3.1	SISTEMA SOLAR HÍBRIDO FOTOVOLTAICO/TÉRMICO (PV/T) .....	30
3.2	CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUÇÃO DO COLETOR PV/T .....	32
3.2.1	Coberturas transparentes .....	32
3.2.2	Módulo fotovoltaico .....	33
3.2.3	Absorvedor Térmico .....	35
3.2.4	Taxa de vazão mássica .....	36
3.2.5	Isolamento Térmico .....	36
3.3	RADIAÇÃO SOLAR .....	37
3.3.1	Posição e ângulos do sol e a superfície .....	38
3.3.2	Tempo solar e Tempo padrão .....	40
3.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	42
3.4.1	Convecção .....	43
3.4.2	Radiação .....	45
3.4.3	Condução .....	46
3.5	PROPRIEDADES ÓTICAS DAS COBERTURAS DOS PAINEÍIS .....	47
3.5.1	Transmitância .....	47
3.5.2	Absorção Pela Cobertura do Vidro .....	49

3.5.3	Produto da transmitância-absortância.....	50
3.6	AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO .....	52
3.6.1	Coeficientes de Perdas.....	53
<b>4</b>	<b>MODELAGEM</b> .....	<b>57</b>
4.1	MODELO DE RADIAÇÃO SOLAR .....	57
4.2	BALANÇO DE ENERGIA DO COLETOR PV/T .....	63
4.2.1	Primeira Camada-Vidro.....	64
4.2.2	Segunda Camada- Módulo fotovoltaico .....	67
4.2.3	Terceira Camada- Absorvedor térmico .....	70
4.2.4	Quarta Camada- Tubo .....	72
4.2.5	Quinta Camada- Isolamento .....	74
4.2.6	Sexta Camada- Fluido de trabalho .....	76
4.3	PROGRAMA DESENVOLVIDO .....	78
4.3.1	Condições de Contorno .....	78
4.3.2	Método numérico e simulação.....	79
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>81</b>
5.1	DADOS DE ENTRADA.....	81
5.1.1	Dimensões e propriedades termofísicas .....	82
5.2	RADIAÇÃO SOLAR E TEMPERATURA DO AR DO AMBIENTE EXTERIOR .....	84
5.3	FLUXOS E TEMPERATURAS PARA CADA CAMADA.....	88
5.3.1	Cobertura do vidro.....	88
5.3.2	Módulo PV .....	89
5.3.3	Absorvedor térmico .....	90
5.3.4	Tubo .....	91
5.3.5	Fluido de trabalho.....	92
5.3.6	Isolamento .....	93
5.4	TEMPERATURAS DAS CAMADAS DO COLETOR PV/T .....	94
5.5	COMPORTAMENTO DOS DESEMPENHOS.....	96
5.6	VARIAÇÃO DE PARAMETROS E COMPARAÇÕES .....	97
5.6.1	Ângulo de Inclinação.....	97
5.6.2	Fluxo de massa .....	103
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>108</b>

6.1	CONCLUSÕES.....	108
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	110
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	111
	<b>ANEXO 1</b> .....	116
	<b>ANEXO 2</b> .....	119

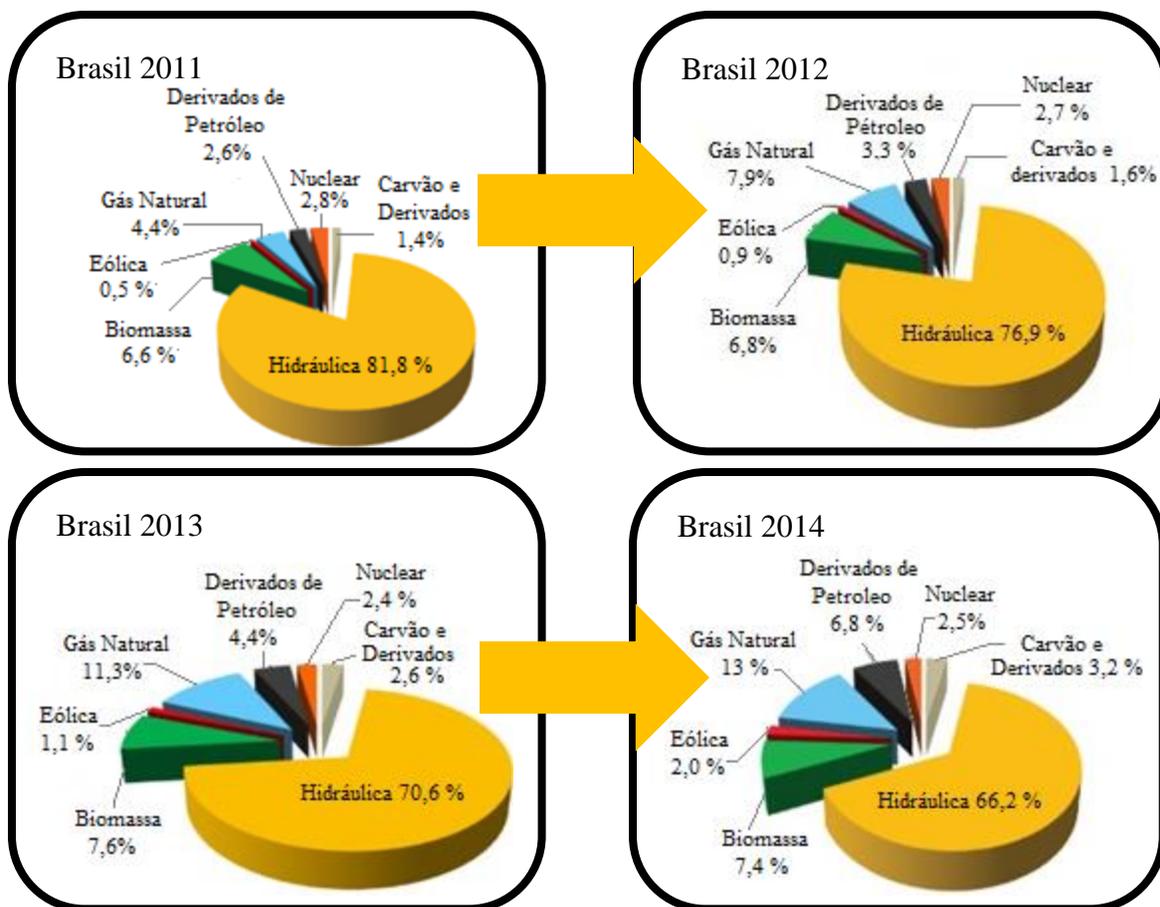
## 1. INTRODUÇÃO

O Brasil encontra-se em pleno desenvolvimento energético, com destaque internacional devido à forte participação das energias renováveis na Matriz Energética, apesar que nos últimos anos ser notável sua redução devido à falta de chuvas. De acordo com as estimativas realizadas pela *Energy Information Administration* (EIA), o Brasil ocupa o décimo lugar em capacidade instalada de geração elétrica a nível mundial e o oitavo em consumo de energia elétrica superado apenas por China, Estados Unidos, Japão e Rússia (Rubio *et al.*, 2015).

Como observa-se na figura 1, a geração elétrica do Brasil depende em grande parte do recurso hidráulico. Embora a produção elétrica desta fonte tenha apresentado nos últimos 4 anos uma queda de quase 16%, devido a condições hidrológicas desfavoráveis, um aumento na contribuição de outras fontes como eólica, biomassa, gás natural, petróleo entre outras, permitiu o atendimento do consumo de energia elétrica.

Ao diminuir os níveis dos reservatórios das hidroelétricas do país, entram em operação as usinas termoelétricas, que são alimentadas em mais do 70% dos casos por fontes não renováveis: gás natural (39%), carvão (9%), óleo etc. (MME, 2015), acrescentando os custos de operação e, portanto, os custos das tarifas ao consumidor. Além disso, deste panorama aparecem também os problemas ambientais, econômicos e sociais que devem ser solucionados com novos programas e estratégias desenvolvidas pelos setores público e privado. O projeto PROINFA, por exemplo, é um programa que incentiva o uso de fontes alternativas na geração de eletricidade, que tem entre seus objetivos a redução das emissões de efeito estufa e a diversificação da Matriz Energética Brasileira (Electrosul, 2016). Apesar do projeto contemplam pelo momento três fontes renováveis, hidráulica, eólica e biomassa, deixa de lado algumas outras, como a solar. De acordo com o Ministério de Minas e Energias (MME, 2015) a oferta interna de energia elétrica pela fonte solar teve uma variação anual entre 2013 e 2014 de aproximadamente 200%, não obstante este aumento ser ainda pequeno em termos da participação desta fonte na Matriz Elétrica Brasileira.

Figura 1 -Comportamento da Matriz Elétrica Brasileira nos últimos 4 anos.



Fonte: Adaptado pela Autora. Dados tomados pelos informes anuais da EPE sobre o BEM.

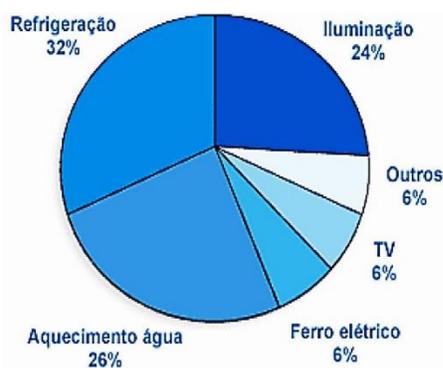
A ideia é que esta fonte possa aumentar sua participação cada vez mais na Matriz Elétrica Brasileira nos próximos anos. Portanto, a criação de novos projetos e pesquisas são uma boa base para lográ-lo. A seguir, são citados alguns projetos e associações citados no Portal Solar (2016) dedicados fortemente ao crescimento deste tipo de energia renovável durante os últimos anos:

- A Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica (ABSOLAR) foi criada em janeiro de 2013 e tem como o objetivo fomentar o mercado, derrubar as barreiras do setor de energia solar no Brasil e defender o interesse desta indústria.
- O Solcial é o primeiro programa social de energia solar no Brasil que pretende dar acesso a todos a esta fonte de energia renovável.
- Publicação do Atlas Solarimétrico Brasileiro com o mapa do recurso solar em todo o território nacional.

## 1.1. JUSTIFICATIVA

Os setores industrial e residencial têm o maior consumo da energia elétrica, com uma participação de 34,4 % e 20,5 % da oferta interna de energia elétrica respectivamente. Dentro do setor residencial, a eletricidade apresenta um consumo de 45,3 %, superior, comparado com o consumo de outras fontes como GLP (26,4%) e lenha (24,6%). A eletricidade no setor residencial é vital no atendimento imediato das necessidades básicas de um domicílio que são o aquecimento de água, a refrigeração, a iluminação etc. A figura 2 mostra alguns usos finais típicos da energia elétrica das residências brasileiras.

Figura 2 - Usos típicos da energia elétrica no setor residencial.



Fonte: (Galindo, 2015).

O aumento do consumo energético, a diminuição da oferta hídrica, o incremento das operações das termoelétricas, e o encarecimento das tarifas de energia elétrica, são razões para se desenvolver projetos com a finalidade de fazer um uso racional da energia, minimizar os gastos da eletricidade e aumentar o aproveitamento das novas tecnologias limpas, especialmente nas residências brasileiras. Mas, o que é o uso racional da energia, também conhecido como eficiência energética? Segundo a companhia Energética de Pernambuco (CELPE, 2016) “A eficiência energética consiste em obter o melhor desempenho na produção de um serviço com o menor gasto de energia. Como exemplo de ação, está a modernização de equipamentos e processos no sentido de reduzirem seu consumo”.

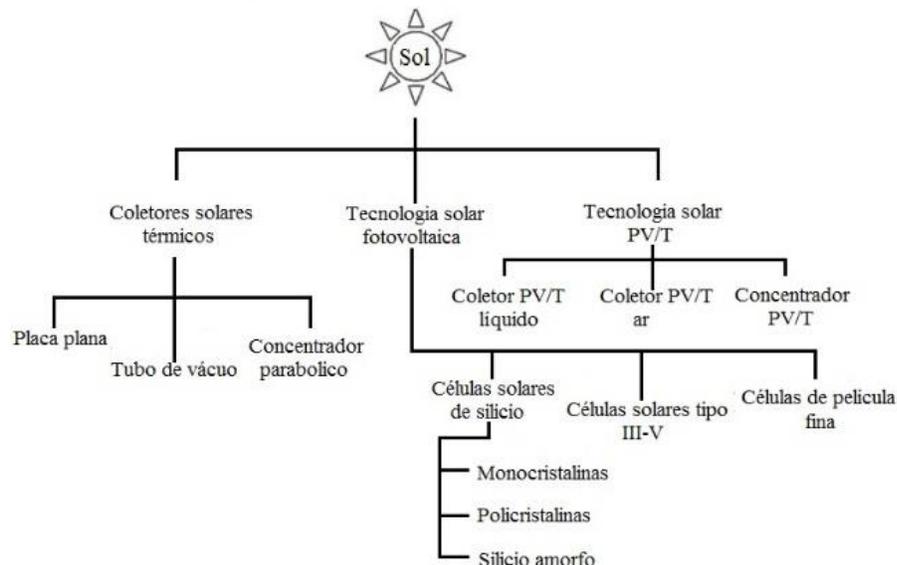
Então, seguindo esta definição, o uso de energias renováveis, especialmente a energia solar, pode ser uma alternativa de reduzir o consumo de energia baseada em combustíveis fósseis. Por

exemplo, a instalação de painéis solares térmicos na cobertura dos edifícios pode representar a redução de 60% no consumo de energia para aquecimento de águas. Deste ponto de vista, a eficiência está relacionada com a sua taxa de consumo e não com a fonte geradora (Vigga Engenharia, 2016) . As vantagens da energia solar em comparação com outras fontes são: sua abundante disponibilização e o fato de que pode ser fornecida sem qualquer poluição ambiental.

Os sistemas solares híbridos PV/T têm atraído muita atenção por parte dos cientistas e engenheiros durante a última década, pois apresentam maior eficiência e estabilidade de desempenho em comparação com dispositivos solares individuais, que tradicionalmente, podem ser classificados em dois tipos, dependendo do método de sua conversão: o sistema de energia térmica, que converte a energia solar em energia térmica, e o sistema de energia fotovoltaica (PV), que converte a energia solar em energia elétrica (Tyagi e Kaushik, 2012).

O coletor solar térmico é um tipo de trocador de calor que converte a radiação solar em energia térmica por meio da circulação de um fluido. A figura 3 mostra a classificação de vários coletores. O dispositivo absorve a radiação do sol e converte em energia térmica que é transferida para um fluido (usualmente ar, água ou um refrigerante), o qual é utilizado em alguma aplicação. Por outro lado, a tecnologia fotovoltaica é o modo mais útil de usar a energia solar para a conversão direta em eletricidade. Os componentes que transformam a luz do sol em eletricidade por meio do efeito fotovoltaico são conhecidos como células solares (Tyagi e Kaushik, 2012).

Figura 3 - Classificação de coletores solares.



Fonte: Adaptado pela Autora (Tyagi e Kaushik, 2012).

A tecnologia solar PV/T, também conhecida como fototérmica, é fundamentada na conversão de energia solar em eletricidade e calor em um só dispositivo conhecido como coletor híbrido fotovoltaico térmico (PV/T), que tem a vantagem de produzir calor e energia elétrica simultaneamente (Tyagi e Kaushik, 2012). O desafio para esta tecnologia é aumentar a eficiência térmica e elétrica em comparação com seus antecessores- o coletor solar e o módulo PV- e cumprir com as exigências energéticas demandadas especialmente no setor residencial.

O coletor híbrido PV/T é atraente para aplicações de energia solar que têm como interesse primordial o aproveitamento do espaço e os custos de instalação. Os sistemas híbridos PV/T são classificados de acordo com o tipo de fluido de transferência de calor: ar, água ou outro fluido refrigerante. O fluido é usado como meio de remoção de calor para resfriar as células solares do módulo fotovoltaico (Daghigh e Ruslan, 2011).

O fluido de trabalho mais comum nos coletores PV/T é a água, por ser o fluido mais conveniente devido a sua alta capacidade térmica e suas propriedades ópticas, já que absorve a luz principalmente na região infravermelha, e assim, é compatível com os módulos PV (Daghigh e Ruslan, 2011).

O presente trabalho está focado na tecnologia solar PV/T a qual está fundamentada na transformação da energia solar, em energia elétrica e térmica simultaneamente, usada no aquecimento da água. A análise foi feita para o coletor híbrido PV/T de placa plana com água como fluido de trabalho.

## 1.2. OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo Geral

Modelar, simular e comparar o comportamento térmico e elétrico de um coletor híbrido fotovoltaico-térmico (PV/T) de placa plana com cobertura, em seis cidades representativas das regiões climáticas do Brasil.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

- Compreender o funcionamento do coletor PV/T.
- Modelar as condições de radiação solar para cada cidade.
- Modelar matematicamente o coletor PV/T de placa plana por meio do balanço de energia para cada camada do dispositivo.
- Elaborar um programa computacional para determinar a radiação solar, a temperatura ambiente, a potência elétrica, as perdas por calor e o desempenho elétrico e térmico do coletor PV/T para um dia de um mês específico.

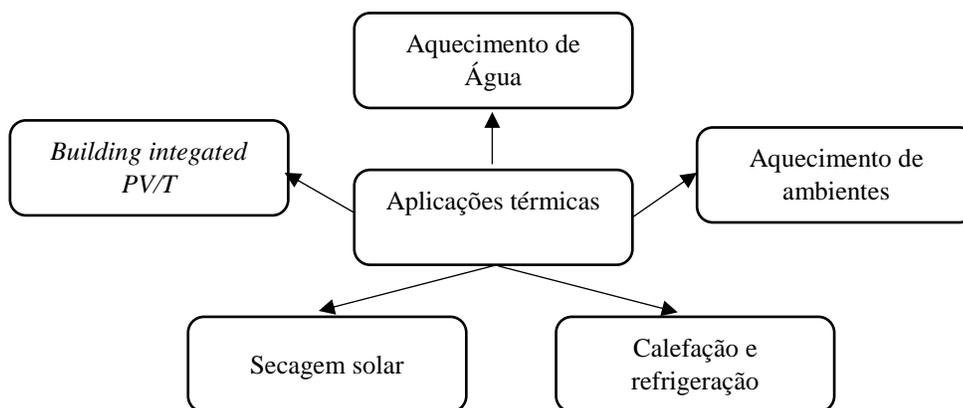
## 2. REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo se expõe os diversos trabalhos desenvolvidos sobre o coletor híbrido fotovoltaico térmico. Algumas pesquisas reportadas estão em fase de modelagem e laboratório e outras em condições de aplicação prática. Se descreve as pesquisas feitas de acordo com algumas aplicações térmicas e diferentes trabalhos de modelagem matemático e simulação dos sistemas solares híbridos PVT.

### 2.1. APLICAÇÕES TÉRMICAS DOS COLETORES PV/T

Obter eletricidade e calor num só sistema permite uma variedade de aplicações, especialmente no aproveitamento da energia térmica. Segundo Jee Joe *et al.* (2015) “o aquecimento de água e o aquecimento de ar, representam 39% e 45% do consumo total, seguido pela refrigeração solar (7%), calefação industrial (6%), secagem (3%) e aquecimento de piscinas (0,2%), principalmente no setor residencial com baixo consumo de energia e alta fração solar. Na figura 4 são mostradas algumas aplicações térmicas dos sistemas híbridos PV/T.

Figura 4- Aplicações térmicas de sistemas solares híbridos PV/T.



Fonte: Elaborado pela Autora.

#### 2.1.1 Calefação e refrigeração

Os sistemas híbridos de calefação e resfriamento -*Solar Heating and Cooling system* (SCH)- utilizam a energia térmica produzida pelo coletor PV/T para mudar a temperatura da água e do ar. A tecnologia SCH é apropriada para aquecer água para uso residencial e comercial, mas também para a calefação e resfriamento de ambientes em edifícios e casas (SEIA, 2016) .

Vokas e Christandonis (2006) realizaram um estudo comparativo de sistemas de poligeração convencionais e PV/T. Os resultados mostraram que o uso do sistema PV/T diminuiu o percentual de carga de aquecimento e resfriamento doméstico coberto pelo sistema convencional em 11,9% e 21,4%, respectivamente. A diferença entre os dois sistemas oscila entre 6,65 %. O sistema convencional é referido ao módulo fotovoltaico e coletor térmico em separado. Além disso eles fizeram a análise do sistema PV/T em diferentes regiões concluindo que a percentagem de cobertura da carga doméstica de aquecimento e resfriamento é muito afetada pela região geográfica.

### 2.1.2 Aquecimentos de Ambientes

Tiwari (2011) apresentou a avaliação de desempenho de uma fachada de dupla passagem com um módulo fotovoltaico integrado (Semitransparente PVT) usado para o aquecimento de ambientes na cidade de Nova Delhi (India). O modelo térmico foi desenvolvido baseado nas equações do balanço de energia proposto para fachadas de dupla passagem em estado quase estacionário. Uma análise foi feita para calcular o ganho anual de energia e exergia da fachada híbrida de dupla passagem fotovoltaica-térmica. Os resultados obtidos mostram que o módulo PV semitransparente apresenta melhor eficiência elétrica comparado com um módulo PV opaco, já que a temperatura do módulo PV opaco aumenta devido á retenção de calor e conseqüentemente diminui a eficiência elétrica. A temperatura do ar do quarto para um dia típico é cerca de 278K até 279K maior do que a temperatura do ar ambiente durante os dias de inverno. A figura 5 mostra um sistema solar híbrido PV/T para aquecimentos de ambientes.

Figura 5- Sistema solar PV/T tipo ar para aquecimento de ambientes.



Fonte: (Solarwall, 2016).

### 2.1.3 Secagem solar

A secagem é um dos mais antigos métodos de conservação de alimentos. A secagem solar é a técnica mais comum em países tropicais. Porém, este método é extremamente dependente do clima e além disso requer um tempo longo para a secagem de um produto determinado, que resulta em perdas pós-colheita. Portanto, o uso de ar quente solar e secadores facilitam e agilizam o processo (Doymaz, 2004). A maior parte dos sistemas de secagem operam com combustíveis fósseis e eletricidade. Por isso, a aplicação de sistemas PV/T nos secadores ajuda a reduzir os custos do consumo da energia fóssil e diminuem o impacto ambiental. Para substituir a energia fóssil de alto custo Nayak *et al.* (2011) desenvolverem um secador de efeito estufa híbrido PV/T com cobertura de polietileno (controle da radiação ultravioleta (UV)) para reduzir a umidade da folha de hortelã de 80% para 11% e assim ter maior tempo de preservação. Os resultados mostram que a eficiência do secador e a mitigação líquida de CO<sub>2</sub> foi de 34,2% e 140,97 toneladas, respectivamente. Além disso foi comparado as amostras de pó seco de hortelã com amostras frescas. Os resultados mostram que os valores nutricionais e caloríficos são mantidos junto com um grau maior de sua cor original e a redução significativa do teor de umidade, resultou em maior vida útil do produto seco.

Nayak *et al.* (2014) realizou um estudo para avaliar o desempenho térmico e a exergia anual para secadores PV/T de efeito estufa, em diferentes condições climáticas de Nova Delhi (India). Os resultados mostraram que o módulo PV com células de silício mono-cristalinas (c-Si) apresenta melhor desempenho em comparação às células de silício poli-cristalinas (pc-Si), nano-cristalino e silício amorfo.

### 2.1.4 Building-Integrated-Photovoltaic/Thermal (BIPV/T)

Os sistemas PV/T integrados às construções são de grande interesse no crescimento da indústria da construção civil, não só por serem uma tecnologia limpa, mais também por proporcionar uniformidade e custos baixos em fachadas e telhados, quando comparados com o sistema fotovoltaico e térmico em separado (Chow, 2010).

Vats *et al.* (2012) estudaram o efeito do fator de preenchimento do módulo PV semitransparente integrado ao telhado de um edifício sobre a temperatura do ar do quarto e a eficiência elétrica do módulo PV. A análise de energia e exergia foi considerado para vários materiais de células

fotovoltaicas como: silício monocristalino (m-Si), silício policristalino (p-Si), silício amorfo (a-Si), Teuloreto de cádmio (CdTe), diseleneto de cobre índio gálio (CIGS) e uma heterojunção com película fina (HIT). Os resultados obtidos mostram que ao diminuir o fator de preenchimento de 0,83 até 0,42 reduz a temperatura do módulo PV em 10°C enquanto sua eficiência aumenta de 0,2 para 0,6 %. Além disso, o módulo PV com fator de preenchimento de 0,62 apresenta melhor eficiência térmica e elétrica que o módulo PV com fator de preenchimento de 0,83. A máxima energia elétrica e térmica anual é de 813 KWh e 79 KWh para o módulo PV HIT e o módulo PV a-Si respectivamente.

### 2.1.5 Aquecimento de água

Os projetos de sistemas híbridos PV/T correspondem amplamente a desenhos de coletores térmicos domésticos. Para tais sistemas, existem várias possibilidades, sendo as mais convencionais e econômicas os coletores de placa plana (com ou sem cobertura) usados para produzir água quente na área residencial (Jee Joe *et al.*, 2015). Piscinas públicas, hospitais e lares para idosos são considerados mercados importantes para tais sistemas devido a sua maior demanda. Além disso, o coletor de placa plana representa mais de 75% dos coletores térmicos instalados em todo o mundo.

Nualboonrueng *et al.* (2012) desenvolverem um estudo experimental com objetivo de pesquisar a quantidade de produção de energia que gera os coletores PV/T com diferentes tipos de células fotovoltaicas para o clima de Bangkok (Tailândia). Foi comparado o desempenho do módulo PV com células de silício multicristalino (mc-Si) e silício amorfo (a-Si) para condições climáticas tropicais. Os resultados obtidos mostram que para ambos tipos de coletores PV/T as saídas máximas de energia ocorreram em março devido a maior radiação mensal. Os sistemas produziram anualmente em Bangkok 1,1 MWh/m<sup>2</sup> de calor, assim como 55 até 83 KWh/m<sup>2</sup> de eletricidade. Aproximadamente 50% da energia solar foi convertida em energia térmica, enquanto 4 até 5 % transformar-se em eletricidade. As temperaturas ambientes relativamente elevadas em Bangkok diminuem o desempenho da geração de eletricidade do módulo PV com células de silício multicristalino. Além disso, os módulos tipo mc-Si fornecem 1,2 vezes mais eletricidade que os módulos a-Si devido que o primeiro tem maior eficiência nominal.

## 2.2. MODELAGEM E SIMULAÇÃO

Lima *et al.* (2015) desenvolverem uma simulação numérica para estudar a viabilidade técnico-econômica de um sistema de aquecimento de água solar aplicado a uma lavanderia na cidade de Recife, no Nordeste de do Brasil. Alguns parâmetros do sistema foram otimizados, como o ângulo de inclinação do coletor, a taxa do fluxo de água, a área dos coletores e o tamanho do tanque da água. Os resultados obtidos mostram que a variação mensal ou sazonal do ângulo de inclinação dos coletores não é economicamente conveniente em comparação com a posição fixa durante todo o ano. Para uma vazão mássica menor a  $9 \text{ kg/hm}^2$  a eficiência do sistema cai inesperadamente, uma vez que o coletor superaquece. A variação do custo dos coletores e da tarifa do combustível não afetou a viabilidade econômica do projeto.

Um modelo matemático foi desenvolvido por Rejet *et al.* (2015) para determinar o comportamento dinâmico do coletor fotovoltaico/ térmico tipo placa-tubo em um clima semiárido. O modelo foi baseado no balanço de energia de seis principais componentes: uma cobertura transparente, um módulo PV, uma placa absorvedora, um tubo, a água como fluido de trabalho e um isolamento. A validação do modelo foi realizada através da comparação dos resultados da simulação com resultados experimentais disponíveis na literatura. O modelo possibilita analisar a influência da radiação solar, a temperatura de entrada do fluido de trabalho, o coeficiente de transferência de calor condutivo entre o absorvedor e o módulo PV e o número de coberturas de vidro nas eficiências térmicas e elétricas. Os autores concluíam que a eficiência térmica aumenta no coletor PV/T com a radiação solar e o coeficiente de condução entre o absorvedor e o módulo. No entanto, esta decresce ao aumentar a temperatura de entrada do fluido de trabalho e o fator de preenchimento (*factor paking*). Por outro lado, a eficiência elétrica melhora com o crescimento do fator de preenchimento e o coeficiente de condução, mas diminui com o aumento da temperatura de entrada da água e a radiação solar.

Farghally *et al.* (2014) expõem o desenho de sistema solar híbrido PV/T para o congelamento de alimentos de uma fábrica no Egito. Além disso, é introduzida a modelagem matemática unidimensional em regime permanente e a simulação em MATLAB SIMULINK do sistema solar híbrido fotovoltaico térmico (PV/T). A análise de sensibilidade dos parâmetros de fabricação do coletor PV/T foi realizada para estudar seu efeito sobre a eficiência elétrica e térmica. Alguns resultados obtidos mostraram que ao incrementar o produto da transmitância-absortância, melhora

a eficiência térmica. Normalmente, as células de silício do painel PV são fabricadas para maximizar a absorção dos comprimentos de onda onde ocorre o efeito fotovoltaico. Estes comprimentos de onda são refletidos enquanto são absorvidos pela placa absorvedora resultando no incremento do desempenho térmico. Com relação à eficiência elétrica, esta apresenta um leve aumento de 13,06% para 13,09% com o incremento da vazão do fluxo de massa.

Bhattacharai *et al.* (2012) apresentam a simulação, validação e comparação de um modelo matemático unidimensional em regime transitório entre um coletor PV/T tipo placa-tubo e um coletor solar convencional. O modelo foi baseado no princípio da conservação da energia de cada camada para o coletor PV/T e o coletor solar convencional. As equações que descrevem o modelo se classificam como equações diferenciais ordinárias de primeiro grau, solucionadas através da ferramenta “ode solvers” do software de simulação Matlab. Testes do rendimento experimental foram feitos, encontrando-se satisfatória a convergência entre o medido e o calculado. Os resultados obtidos mostram que a eficiência térmica de um coletor híbrido PV/T é 58,70% e de um coletor solar convencional é 71,50% em condições estacionárias. A eficiência térmica diária do sistema convencional foi quase 18% maior que o coletor PV/T sendo ao redor de 16%. A eficiência elétrica do sistema PV/T foi encontrada em torno de 13,69%.

Silva e Fernandes (2010) apresentam um modelagem termodinâmico de sistemas solares híbridos fotovoltaicos-térmicos (PV/T), seguindo uma abordagem de estratégia modular fornecida por simulink/Matlab. Estudos paramétricos e simulações transitórias anuais foram feitas. Os resultados obtidos para um coletor híbrido PV/T (células PV de silício policristalino) com uma área de 6m<sup>2</sup> localizado em uma residência típica de quatro pessoas em Lisboa mostram uma média anual de fração solar incidente de 67% e uma eficiência global de 24 %, ou seja, 15 % térmica e 9% elétrica. Uma análise de sensibilidade realizada no coletor PV/T sugere que a variável mais importante para melhorar o desempenho térmico é a emitância do módulo PV. Algumas melhorias são propostas, como o uso de vácuo ou um gás nobre a baixa pressão, permitindo aumentar a 8% a eficiência térmica ótica e reduzir as perdas térmicas. O efeito negativo das altas temperaturas sobre a eficiência elétrica foi desprezível devido à compensação por a melhoria das propriedades óticas. Os dados da simulação foram comparados com dados experimentais obtidos de outros autores.

Chow T (2003) desenvolveu um modelo dinâmico explícito para um coletor PV/T de placa plana para aquecimento de água, fundamentado na abordagem de diferenças finitas. O modelo proposto

é adequado para aplicações de simulação de sistemas dinâmicos. Ele permite a análise detalhada do fluxo de energia transitório em vários componentes do coletor e captura as saídas de energia instantânea. Além disso, foi incorporado um modelo de transporte para o fluxo de fluido.

Um modelo térmico computacional foi implementado por Ji *et al.* (2003) para analisar o desempenho anual de um sistema coletor integrado-fachada híbrido fotovoltaico / térmico, utilizado em edifícios residenciais de Hong Kong. Também foi pesquisado o comportamento do painel com células de película fina (EPV) e de silício monocristalino (BPV) aplicados em sistemas híbridos PV/T de aquecimento de água. O código foi escrito em FORTRAN e obteve-se os seguintes resultados. Para os coletores híbridos PV/T integrados a fachadas com módulos PV de película fina se encontro valores de eficiencia elétrica de 4,3 % e para módulos de silício monocristalino foi de 10,3%. A eficiência térmica global anual para o painel de película fina é de 58,9% e para o módulo de silício monocristalino é de 70,3%.

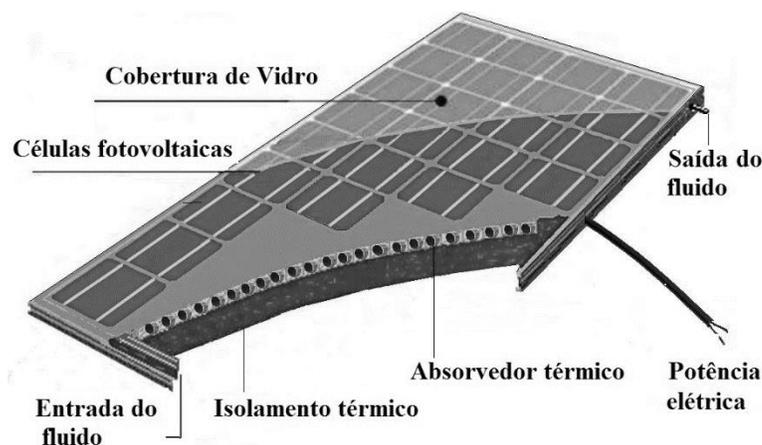
### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo aborda seis tópicos gerais, iniciando com a definição e funcionamento do sistema solar híbrido fotovoltaico/térmico. Em seguida, são descritas as camadas que constituem o coletor PV/T tipo placa plana. Após é exposto os parâmetros gerais da radiação solar incidente. Logo, se estabelece as correlações para a determinação dos coeficientes convectivos, radiativos e condutivos aplicáveis na análise de coletores híbridos PV/T e por fim apresenta-se as propriedades óticas das coberturas transparentes e o processo para determinar as eficiências térmica e elétrica do coletor PV/T.

#### 3.1. SISTEMA SOLAR HÍBRIDO FOTOVOLTAICO/TÉRMICO (PV/T)

Um Sistema Solar Fotovoltaico Térmico (PV/T) é uma combinação de componentes e sistemas fotovoltaicos e térmicos, os quais simultaneamente geram eletricidade e calor (Chow, 2010). O módulo fotovoltaico é usado como parte do absorvedor térmico, ou seja, a placa absorvedora coletará a energia térmica gerada pelo módulo fotovoltaico (PV) provocando um esfriamento no mesmo, o que ajudará a melhorar seu rendimento. Por outro lado, a energia térmica é aproveitada para aquecer água ou ar dependendo da aplicação (Charalambous *et al.*, 2007). A figura 6 mostra um desenho com um corte deste sistema.

Figura 6- Coletor de placa PV/T.



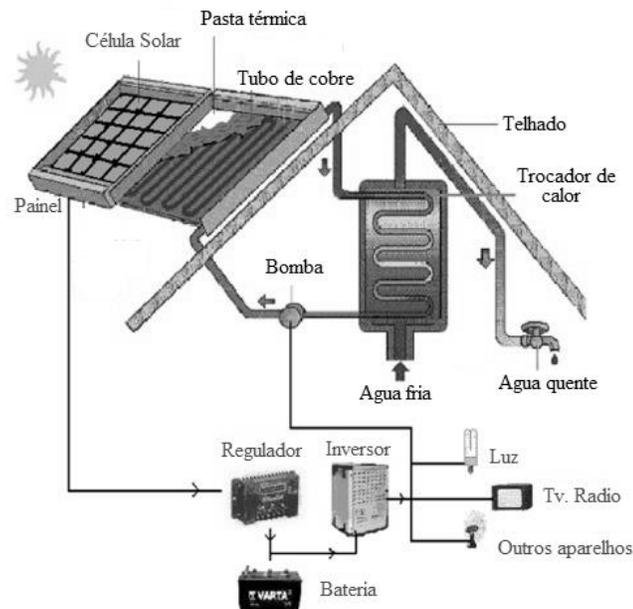
Fonte: Adaptado pela Autora (Panel solar híbrido, 2016).

O funcionamento de um sistema solar híbrido PV/T é simples. Inicialmente a energia solar coletada pelo painel fotovoltaico, composto por células fotovoltaicas que permitem transformar uma parte

da energia solar (os fótons) em energia elétrica por meio do efeito fotovoltaico. A outra parte da energia solar é absorvida por um absorvedor, integrado no próprio painel fotovoltaico, percorrido por um fluido que cede sua energia a um trocador de calor localizado no interior de um tanque acumulador. O acumulador está alimentado com água fria, que entrega água quente, para uso de chuveiro, calefação etc. O absorvedor diminuirá notavelmente a temperatura das células PV aumentando assim sua eficiência (López, 2016).

A eletricidade gerada pelos painéis é conduzida por meio de fios a um regulador, cuja missão é manter os níveis de tensão constante nas baterias dentro dos limites apropriados. Das baterias é obtida a energia necessária para alimentar os dispositivos consumidores da instalação, sempre e quando esta for projetada para trabalhar a baixa tensão em corrente contínua. Se o projeto da instalação prevê o uso de corrente alternada, um inversor de corrente (CC-CA) deverá ser utilizado. A figura 7 mostra o funcionamento do sistema solar híbrido PV/T.

Figura 7- Sistema solar PV/T aplicado ao aquecimento de água e geração de eletricidade.



Fonte: Adaptado pela Autora (López, 2016).

A principais vantagens do sistema híbrido PV/T são:

- Aumento da eficiência das células fotovoltaicas devido ao resfriamento da lamina PV, removendo o calor que pode ser subsequentemente usado.

- Aumento da quantidade de energia elétrica e térmica gerada por metro quadrado comparado com o que seria gerado pelo módulo fotovoltaico e o coletor térmico em separado, aproveitando assim o espaço, especialmente nos telhados de pequenas dimensões (Aste, 2014).
- Uniformidade nas fachadas de edificações. Além disso, é esteticamente melhor que a combinação de um coletor térmico com um painel fotovoltaico colocados lado a lado.
- O sistema solar PV/T tem um período de retorno econômico muito menor do que seu análogo PV. Espera-se que a tecnologia de energia renovável PV/T seja a primeira em se tornar competitiva com a geração de energia convencional (Chow, 2010).

### 3.2. CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUÇÃO DO COLETOR PV/T

O coletor definido para o desenvolvimento do trabalho foi do tipo placa plana e tubo (figura 10a). Este coletor PV/T é constituído por uma cobertura de vidro que pode ser opcional, um módulo de células fotovoltaicas, um trocador de calor que é composto por uma placa plana absorvedora a qual está soldada a uns canais circulares que são dispostos em paralelo e permitem o escoamento do fluido, e um isolamento térmico (Aste, 2014). Com referência ao rendimento do coletor, este depende de vários fatores, como o número de coberturas de vidro, a taxa de fluxo de massa, a temperatura da entrada do fluido, os espaços, diâmetro e espessura dos tubos e a condutividade térmica da placa absorvedora (Charalambous *et al.*, 2007). O material mais usado para a construção da placa absorvedora é o cobre devido a sua alta condutividade térmica (401 W/mK ) (Jee Joe *et al.*, 2015).

#### 3.2.1 Coberturas transparentes

As coberturas desempenham um papel importante na análise da eficiência do coletor, posto que parte do calor absorvido pelo coletor é perdido por radiação e convecção para o ambiente. Por exemplo, para um coletor sem cobertura, as perdas de calor são consideráveis, já que o absorvedor está em contato direto com o ambiente, ocasionando que as temperaturas alcançadas pelo fluido de trabalho sejam mais influenciadas pela temperatura ambiente do que pelo calor absorvido. Portanto, é conveniente para o projeto de coletores, interpor entre o módulo de células fotovoltaicas e o ambiente exterior uma cobertura transparente, cujo objetivo é transmitir a maior parte de incidência

de radiação solar para a superfície do painel, diminuindo assim as perdas de calor por radiação e convecção.

O espaço entre a lâmina fotovoltaica e a cobertura transparente deve ser bastante delgado para o benefício das propriedades de isolamento do ar, evitando do mesmo jeito os fluxos convectivos, que são as principais causas das perdas térmicas. Geralmente, esse espaço varia entre 15 mm a 40 mm, valores maiores que 40 mm poderiam gerar micro turbulências, aumentando a transferência de calor convectiva entre o PV e a cobertura. O vidro é considerado como material mais usado nas coberturas, em virtude de suas boas propriedades óticas e mecânicas (Aste, 2014).

O vidro se comporta como um filtro unidirecional do ponto de vista da radiação. É caracterizado por sua alta transparência para valores de comprimento de onda dentro do espectro visível próximo ao infravermelho, ao mesmo tempo se comporta com opaco para comprimentos de onda distantes do espectro infravermelho, que caracterizam a radiação emitida por uma placa quente. Usualmente, as coberturas de vidro para coletores PV/T têm uma área máxima de abertura de 3 m<sup>2</sup> por causa das cargas estruturais e do vento que podem suportar. Para aplicações com áreas superiores, são considerados os polímeros como material alternativo. Entre os mais destacados pode se encontrar os policarbonatos (PC) pertencentes ao grupo dos polímeros termoplásticos, o polimetilmetacrilato (PMMA) ou comumente conhecido como acrílico e o fluoreto de polivinilo (PVF). Algumas vantagens dos materiais sintéticos se evidenciam na redução dos custos e diminuição do peso. No entanto, as desvantagens se enfatizam no decréscimo ao longo do dia das propriedades mecânicas e óticas, principalmente pela exposição da radiação ultravioleta e temperaturas acima de 130°C que podem alcançar os telhados frontais (Zondag e Van Helden, 2002; Aste, 2014).

### 3.2.2 Módulo fotovoltaico

A tecnologia fotovoltaica (PV) destina-se a transformação de energia solar em energia elétrica mediante o efeito fotovoltaico. Esta conversação é possível devido ao material semicondutor que constitui a placa PV, que é capaz de gerar energia elétrica em função da intensidade de radiação solar incidente.

A tecnologia mais difundida no mercado de construção de módulos fotovoltaicos é o silício cristalino (c-Si). Este proporciona uma eficiência superior à tecnologia de película fina, mesmo que sua espessura seja mais elevada, e pode variar entre 0,2 a 0,5 mm. Os níveis de eficiência e os

coeficientes de temperatura para os módulos de silício cristalino estão na faixa de 13 % a 22 % e 0,3 % a 0,5 %/K, respectivamente. Dentro da tecnologia do silício, pode-se encontrar uma classificação das mesmas, as quais são separadas de acordo com a cristalinidade e o tamanho dos cristais da peça resultante. As categorias mais usadas são as células de silício monocristalino (sc-Si) e as células de silício policristalino (mc-Si). Embora suas características sejam similares, a eficiência é diferente, apresentando bons resultados nas células sc-Si. O silício amorfo (a-Si) é também usado na construção por seus baixos custos, mas oferece a pior eficiência elétrica (Aste, 2014). A tabela 1 mostra as principais características das células usadas nos painéis dos coletores PV/T.

Tabela 1 - Características do tipo de células PV

<b>Material</b>	<b>Silício mono</b>	<b>Silício poli</b>	<b>Silício amorfo</b>
<b>Características</b>	<b>sc-Si</b>	<b>mc-Si</b>	<b>a-Si</b>
Forma	Arredondadas, ou em formato de fatia de pizza.	Quadrada	Formato livre
Cor	Azul-escuro.	Azul, cinza prateado.	Castanho avermelhado, azul escuro.
Tamanho	Área: 10x10 cm <sup>2</sup> Espessura: 0,3 mm.	Área: 10x10 cm <sup>2</sup> , Espessura: 0,3 mm.	Área: 0,77x2,44 m <sup>2</sup> . Espessura: 1 a 3
Eficiência de laboratório	24,7%	19,8%	13%
Eficiência em produção	18%	15%	10,5%
Eficiência em produção em série	14%	13%	7,5%

Fonte: Adaptado pela autora (BlueSol, 2016).

Para garantir a vida útil das células fotovoltaicas, é usada uma resina conhecida como EVA colocada em cima e embaixo das células fotovoltaicas. Ela oferece alta transmitância óptica, semelhante ao vidro, com boas propriedades dielétricas para isolamento elétrico (Amrani, *et al.*, 2007) e cumprimento mecânico adequado para acomodar tensões térmicas que evitam rachaduras. De igual maneira protege contra a umidade e as altas temperaturas operacionais (Jee Joe *et al.*, 2015).

### 3.2.3 Absorvedor Térmico

O absorvedor térmico de placa plana encontra-se entre os elementos principais dos coletores PV/T, posto que transfere a energia solar coletada pela célula fotovoltaica para o fluido de trabalho. Sabendo que o rendimento do coletor depende de alguma maneira da condução de calor entre a placa e o fluido, deve-se ter em conta para sua escolha duas propriedades principais: a condutividade térmica ( $k$ ) e a capacidade térmica ( $c_p$ ). Entre os materiais usados que atendem a estes requisitos estão: cobre, alumínio, aço e polímero. A tabela 2 apresenta algumas propriedades destes materiais.

Tabela 2- Características de materiais absorvedores

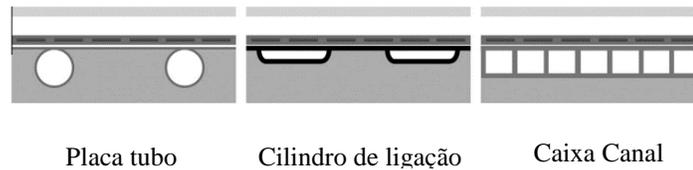
<b>Material Absorvedor</b>	<b>Espessura (mm)</b>	<b>Densidade (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b>Condutividade Térmica (W/mK)</b>	<b>Capacidade térmica (J/kgK)</b>
Cobre	~0,3	8920	380/401	350
Alumínio	~1	2700	160	900
Aço	~2	7860	50	450
Polímero	~2-3	900-1500	0,2-0,8	1200-1800

Fonte: (Aste, 2014).

O calor específico da placa deve ter um valor preferivelmente baixo, de modo que permita tempos de resposta rápidos nas variações de temperatura de acordo com as diferentes condições meteorológicas e assim otimizar a gestão da energia térmica disponível. Portanto, as placas geralmente são feitas de cobre e alumínio e poucas vezes de aço ou polímeros.

Normalmente, o absorvedor térmico é fabricado baseado em três modelos: placa tubo, caixa de canal e cilindro de ligação como mostra a figura 8. O desenho placa tubo é um dos melhores, graças a seu baixo custo e fácil fabricação, além disso necessita de menos água (He,W *et al.*, 2011) e é apenas 2% menos eficiente comparado com outros desenhos, sugerindo-se como o modelo mais adequado para o mercado residencial, industrial e de construções comerciais (Ibrahim *et al.*, 2011). Usualmente, sua fabricação é feita em alumínio e cobre, mas em maior quantidade fabricado em cobre, devido a sua alta condutividade e baixo calor específico.

Figura 8 - Modelos para absorvedores térmicos



Fonte: (Aste, 2014)

### 3.2.4 Taxa de vazão mássica

Diversos autores estudaram a influência da vazão mássica no rendimento do coletor, concluindo que a eficiência é comportada em função do fluxo de massa. Quer dizer que ao aumentar a velocidade da água nos tubos (maior diâmetro), o coeficiente de transferência de calor, e a qualidade de saída elétrica também aumentam (Aste, 2014), mas reduz a qualidade de saída térmica (Bergene e Lovvik, 1995). Ao se incrementar a taxa de vazão mássica, incrementa a eficiência elétrica e térmica do PV/T, porém reduz o ganho líquido de eletricidade (Jee Joe *et al.*, 2015).

Na literatura não se estabelece uma vazão mássica ideal. No entanto, os valores relatados com maior frequência estão na faixa de 0,001 a 0,008 kg/s m<sup>2</sup> ( Riffat e Cuce, 2011), embora valores superiores tais como 0,015 kg/s m<sup>2</sup>, também foram avaliados (Charalambous *et al.*, 2007). A influência de valores superiores entre 0,02 a 0,04 kg/s m<sup>2</sup> são usados em alguns casos para coletores híbridos PV/T, integrados em telhados de edifícios (*Building Integrated Opaque Photovoltaic Thermal*), em que as células fotovoltaicas podem atingir altas temperaturas devido à baixa dissipação de calor causada pela integração do sistema ao edifício, que requerem geralmente isolamento térmico nos módulos (Ji *et al.*, 2006; Ji *et al.*, 2003).

### 3.2.5 Isolamento Térmico

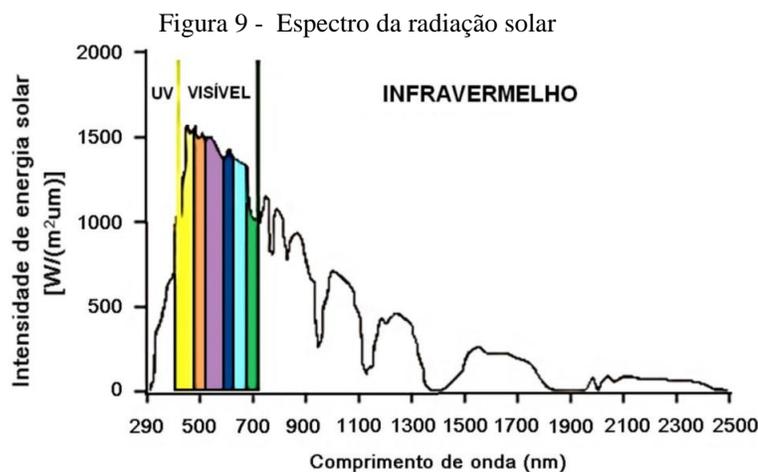
A fim de aumentar a temperatura de saída do fluido de trabalho e reduzir as perdas térmicas do coletor, é habitual adicionar na parte posterior do absorvedor um isolamento térmico. A fibra de vidro é usualmente o material de fabricação. Este apresenta um recobrimento de lâmina refletora ou uma esteira de fibra mineral que não permite a liberação de gases a altas temperaturas, que poderiam condensar na cobertura do coletor diminuindo a eficiência. Os materiais do isolamento devem suportar a longo do tempo temperaturas elevadas que poderiam alcançar em condições de imobilidade. Portanto, suas propriedades físicas não variam muito (Aste, 2014). O produto entre o coeficiente de perda global e o fator de remoção de calor ( $F_R U_L$ ) é um indicativo da perda de

energia do coletor PV/T e depende do isolamento, da temperatura de operação do coletor e da temperatura ambiente (Jee Joe *et al.*, 2015).

### 3.3. RADIAÇÃO SOLAR

O sol, fonte geradora da radiação, tem um diâmetro de  $1,39 \times 10^9$  m e sua distância média à terra é de  $1,495 \times 10^{11}$  m (Duffie e Beckman, 2013). Sua energia é consequência de reações nucleares internas a temperaturas de milhões de graus. Uma dessas reações é baseada em um processo o qual o hidrogênio é combinado para produzir átomos de hélio que logo liberam energia. A energia liberada viaja do interior do sol até sua superfície que permanece aproximadamente a 6000 K, e daí é irradiada para todas direções (BlueSol, 2016).

A radiação do sol apresenta uma distribuição espectral conforme a figura 9, semelhante à de um corpo negro a uma temperatura de aproximadamente 5762K (Ari, 1985). É constituída pela luz visível (46%) e ultravioleta (UV) (6%), sendo esta última responsável pela deterioração de materiais orgânicos. A região infravermelha é a responsável pela troca de energia térmica entre os corpos, portanto, esta é a “fonte térmica” que interfere nas condições internas do ambiente por meio do ganho de calor (Galindo, 2015).



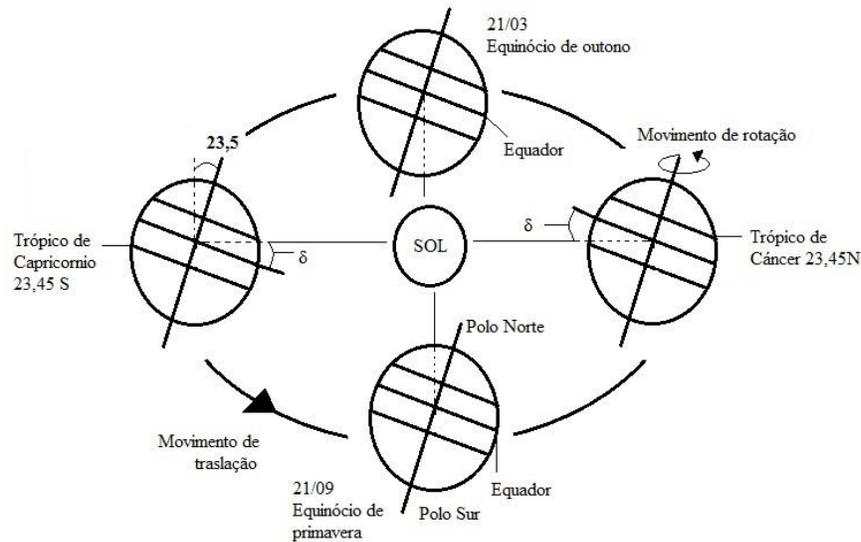
Fonte: (Galindo, 2015)

A radiação emitida pelo sol é quase constante, sendo caracterizada pela intensidade de radiação extraterrestre dada pela constante solar  $G_0$  (Ari, 1985) definida por Duffie e Beckman (2013) como “a energia do sol por unidade de tempo, recebida sobre uma superfície perpendicular à direção de propagação da radiação, na distância média terra-sol fora da atmosfera”. O valor adotado para a constante solar  $G_0$  pelo Centro Mundial de Radiação *World Radiation Center* (WRC) é  $1367 \text{ W}/\text{m}^2$ .

### 3.3.1 Posição e ângulos do sol e a superfície

A terra se caracteriza por ter dois movimentos: translação e rotação (figura 10). O eixo de rotação forma um ângulo de  $23,5^\circ$  com a normal ao plano da elipse da órbita da terra como o mostra a figura 10. Esse ângulo é responsável pela duração do dia, as estações do ano e a variação da elevação do sol no horizonte ao longo do ano (BlueSol, 2016).

Figura 10 - Declinação solar ( $\delta$ ) e estações do ano



Fonte: Adaptado pela autora (BlueSol, 2016)

A declinação solar ( $\delta$ ) é a posição do sol ao meio dia solar em relação ao equador e pode variar de acordo com o dia do ano. Os valores da declinação solar variam entre  $-23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$ , sendo negativo no hemisfério Sul e positivo no hemisfério Norte (BlueSol, 2016).

A declinação solar pode ser estimada pela relação

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right), \quad (3.1)$$

em que  $n$  representa o número de dias a partir de primeiro de janeiro.

Para se determinar a radiação do sol sobre uma superfície inclinada, deve-se ter em conta tanto a declinação solar ( $\delta$ ) como a posição do sol referente à superfície inclinada. Portanto, é necessário conhecer uma serie de ângulos descritos por Duffie e Beckman (2013)(figura 11 ).

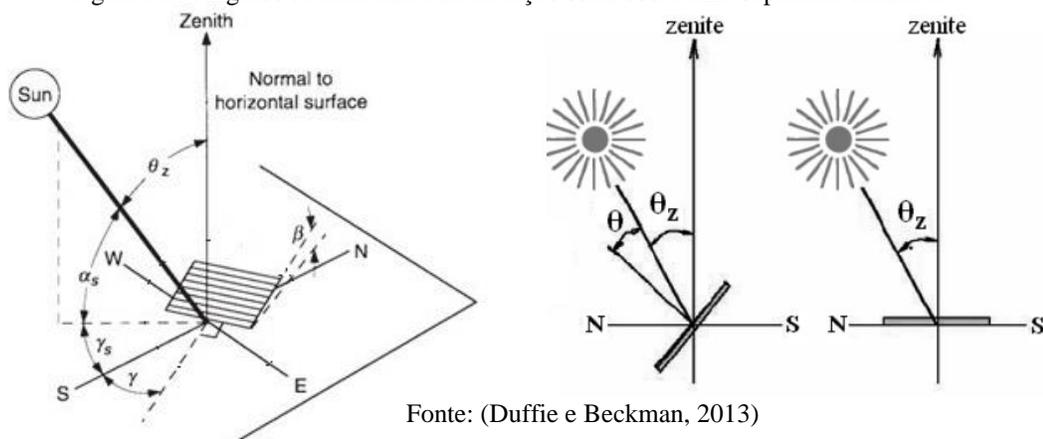
### Ângulos solares:

- Ângulo zenital  $\theta_z$ : Descreve o ângulo entre a vertical zênite e a linha de incidência da radiação direta do sol sobre uma superfície horizontal.
- Ângulo de altitude solar  $\alpha_s$ : É o ângulo entre a horizontal e a linha de incidência de radiação direta do sol.
- Ângulo azimute solar  $\gamma_s$ : Representa o deslocamento angular desde o sul da projeção da radiação direta no plano horizontal.
- Ângulo horário  $\omega$ : é o deslocamento angular do sol, no sentido Leste-Oeste, à partir do meridiano local, devido ao movimento de rotação da Terra. A Terra dá uma volta completa ( $360^\circ$ ) em torno de si mesma em 24 horas. Portanto, cada hora corresponde a um deslocamento de  $15^\circ$  (BlueSol, 2016).

### Ângulos da superfície inclinada:

- Latitude  $\phi$ : É a coordenada geográfica na superfície terrestre. É o ângulo entre o plano do equador e a normal à superfície de referência, varia de  $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$ .
- Ângulo de inclinação da superfície  $\beta$ : Representa a inclinação da superfície em questão com relação a horizontal. Assume valores entre  $0 \leq \beta \leq 180^\circ$ .
- Ângulo azimute da superfície  $\gamma$ : Representa o ângulo de desvio da projeção sobre o plano horizontal da normal à superfície desde o meridiano local. Para o caso dos coletores solares de placa plana, usualmente é adotado para o hemisfério Norte  $\gamma = 0^\circ$  e no hemisfério Sul  $\gamma = 180^\circ$ .
- Ângulo de incidência  $\theta$ : é formado entre os raios solares e a normal à superfície de captação.

Figura 11 - Ângulos da incidência da radiação solar sobre uma superfície inclinada.



Fonte: (Duffie e Beckman, 2013)

O conhecimento desses ângulos é de extrema importância para o estudo de qualquer sistema baseado no aproveitamento da fonte de energia solar (BlueSol, 2016).

### 3.3.2 Tempo solar e Tempo padrão

Define-se o tempo solar como o tempo baseado no movimento aparente do sol no céu com o tempo de meio dia quando o sol cruza o meridiano do observador. O tempo solar é usado em todas as relações angulares solares. A seguir, é mostrada a expressão definida por Ari (1985) para o cálculo do tempo solar (min):

$$\text{Tempo solar} = \text{Tempo padrão} + 4 (L_{st} - L_{loc}) + E , \quad (3.2)$$

em que  $L_{st}$  é o meridiano local, que pode ser calculado multiplicando a diferença do relógio padrão local, entre o horário de Greenwich (UTC) por 15.  $L_{loc}$  refere-se à longitude do local em graus e  $E$  é chamada a equação do tempo, definida de igual modo por Ari (1985) como:

$$E = 9,87 \text{sen}2B - 7,53 \text{cos}B - 1,5 \text{sen}B \quad (\text{min}) \quad (3.3)$$

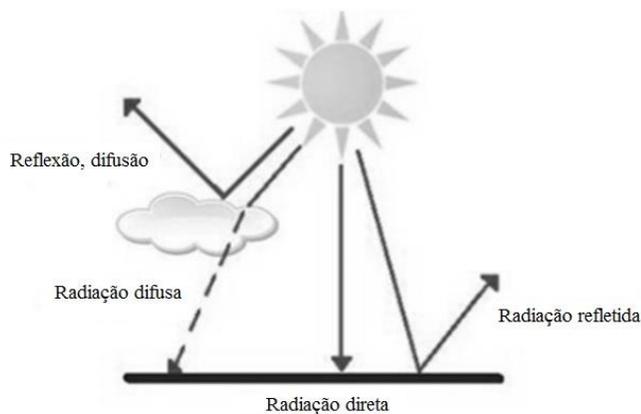
com

$$B = 360^\circ \frac{n - 81}{364} , \quad (3.4)$$

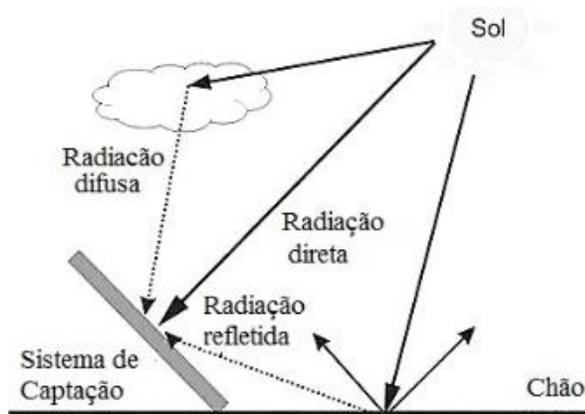
em que  $n$  representa o número de dias a partir de primeiro de janeiro.

A radiação solar que incide na superfície terrestre pode ser tanto difusa como direta. A radiação solar direta, é considerada como aquela que chega à superfície da terra vinda diretamente dos raios do sol sem se espalhar pela atmosfera (Guerrero, 2002). Já a radiação solar difusa, é a radiação que a superfície terrestre recebe depois de que sua direção ter sido modificada pela dispersão na atmosfera. A radiação difusa é referida as vezes como radiação do céu ou radiação solar do céu (Duffie & Beckman, 2013). A figura 12 mostra a componente da radiação solar que incide sobre a superfície terrestre, e um sistema de captação num plano inclinado.

Figura 12 - Componentes de radiação solar



a) Radiação incidente na superfície terrestre



b) Radiação incidente em um sistema de captação solar

Fonte: Adaptado pela autora.

Quantificar os dados da radiação solar incidente numa superfície é indispensável para as pesquisas referentes ao aproveitamento da energia solar, particularmente nos coletores solares, módulos fotovoltaicos e sistemas híbridos porque permite avaliar e comparar rendimentos térmicos e elétricos de cada sistema, que de alguma maneira são influenciados diretamente pelas condições meteorológicas e geográficas do local.

Deste modo, os portais virtuais, os centros de pesquisa e as estações meteorológicas são as principais fontes de coleta de dados para estimar as condições climáticas e de radiação incidente de qualquer lugar. No Brasil, existem vários órgãos que monitoram e administram esses dados. A seguir são citados alguns:

- Instituto Nacional de Meteorologia (INMET), órgão do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. O sistema de dados do instituto é dotado de estações de sondagem de ar superior (radiossonda); estações meteorológicas de superfície, operadas manualmente; e a maior rede de estações automáticas da América do Sul. Os dados das estações automáticas são disponibilizados de maneira gratuita e em tempo real pela internet (INMET, 2016).
- O Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos (CPTEC) do Instituto Nacional de Pesquisas espaciais (INPE), utiliza modelos numéricos baseados nas informações derivadas dos satélites Meteosat e Goes, da rede de dados da Organização Meteorológica Mundial (WMO), das redes nacionais para a previsão do tempo, de clima, e do satélite brasileiro (SCD-1), para a previsão de tempo, o clima sazonal, ambiental, e de projeções de cenário de mudanças climáticas em todo Brasil (INPE, 2016).
- O Centro de Referência para as Energias Solar e Eólica Sérgio Brito (CRESESB) divulga através de seu site ([www.cresesb.cepel.br](http://www.cresesb.cepel.br)) várias bases de dados solarimétricos consolidadas do Brasil (Cresesb-Cepel, 2016).

Quando se deseja fazer um estudo ou pesquisa que dependam de registros de radiação incidente de longo prazo em um local específico, pode acontecer que dessas informações não estejam disponíveis na base de dados. Desse modo, se estabelece outra forma de obter as informações, mediante correlações semi-empíricas (Guerrero, 2002), amplamente estudadas por autores como Duffie e Beckman, Goswami, Liu e Jordan, entre outros.

### 3.4. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A análise de um coletor de placa plana, tradicional ou híbrido requer o conhecimento dos processos de troca de calor que ocorrem no sistema, com o objetivo de melhorar tanto o rendimento como diminuir suas perdas. O processo de troca de calor se dá como resultado de uma diferença ou gradiente de temperatura e, pode ocorrer de três modos: condução, convecção e radiação. A condução é a transferência de energia térmica das partículas mais energéticas para as menos energéticas em um meio sólido. A convecção é a transferência de calor entre uma superfície e um fluido em movimento e a radiação térmica é aquela que não necessita de meios materiais ou fluidos para propagar a energia, já que a dispersão acontece por simples emissão (Incropera, 2008).

Entre a cobertura do vidro, o módulo PV e o ambiente exterior, têm-se perdas convectivas e radiativas. Nas outras camadas, como o absorvedor térmico, tubo e isolamento, têm-se transferência de calor por condução e entre a água e o tubo atua a transferência de calor por convecção. A seguir se discute com mais profundidade o comportamento térmico de cada camada do coletor PV/T.

### 3.4.1 Convecção

A transferência de calor por convecção ocorre de duas formas: forçada e natural. A convecção natural é considerada como o movimento do fluido, devido unicamente as diferenças de densidade que são resultantes de um gradiente de temperatura. A transferência de calor por convecção natural é frequentemente relacionada em termos dos parâmetros adimensionais: número de Nusselt (Nu), Prandtl (Pr), Grashof (Gr) e Rayleigh (Ra). Em contraste, a convecção forçada ocorre quando o movimento do fluido é imposto por mecanismos externos. Deste modo, sua magnitude de fato pode ser muito maior que a de convecção natural. Considerando fluidos com velocidades baixas é provável que seja insignificante a componente de convecção forçada. Para a análise do coletor PV/T dominam os processos de transferência de calor por convecção natural (o ar como fluido), especificamente na cobertura do vidro, no espaço entre o vidro e o painel PV e na superfície inferior do coletor PV/T (isolamento). Além disso também apresenta transferência de calor por convecção entre o tubo e a água.

Independentemente da natureza específica do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para a taxa de transferência possui a forma:

$$Q = h(T_s - T_{viz})A, \quad (3.5)$$

em que  $Q$  é o fluxo de calor por convecção (W), é proporcional à diferença entre as diferenças entre a temperatura da superfície e do fluido (ar ou água),  $T_s$  e  $T_{viz}$  respectivamente,  $A$  é a área superficial do coletor PV/T e  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção. Esta expressão é conhecida como a lei de resfriamento de Newton. O coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h$ ) depende das condições de contorno do sistema que são influenciadas pela geometria de cada camada, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

O coeficiente de transferência de calor convectivo na parte superior e inferior do coletor PV/T depende principalmente de velocidades do vento. Para velocidades de vento menores que 0,75 m/s, o coeficiente de transferência de calor convectivo é considerado em função do gradiente de temperatura entre a superfície e o ar circundante (Smith, 2010).

A influência que apresenta o coeficiente convectivo nas perdas de calor na parte superior nos sistemas captadores de energia solar de placa plana - tradicional ou híbridos- são motivo de vários estudos. Esta influência pode ser maior ou menor dependendo da velocidade do vento do local. Na literatura, se reporta como um dos primeiros estudos experimentais, a indução do vento por meio da transferência de calor por convecção forçada, descrita por McAdams (1954), reportando um valor de coeficiente convectivo para uma placa de 0,5 m<sup>2</sup> (Duffie e Beckman, 2013) dado por:

$$h_{wind} = 5,7 + 3,8u_a \quad u_a \leq 5 \quad m/s, \quad (3.6)$$

em que  $u_a$  é a velocidade do vento em m/s e  $h$  em W/m<sup>2</sup>K. É provável que para a equação anterior sejam inclusos os efeitos de convecção natural e radiação. Por isso, Watmuff et al. (1977) propuseram que o valor poderia ser

$$h_{wind} = 2,8 + 3u_a \quad u_a \leq 5 \quad m/s. \quad (3.7)$$

O coeficiente de transferência de calor convectivo entre o vidro e o módulo fotovoltaico é determinado em termos do número adimensional Nusselt  $Nu$ .

$$h = \frac{k}{\delta} Nu \quad (3.8)$$

em que  $k$  é neste caso a condutividade térmica do ar entre as duas placas,  $\delta$  é a distância entre elas. A determinação do número de Nusselt será descrita no capítulo da modelagem para cada camada.

Para obter o coeficiente da transferência de calor convectivo entre o tubo e o escoamento do fluido ( $h_w$ ), deve-se ter em conta as condições do mesmo, ou seja, se é laminar ou turbulento e se é plenamente desenvolvido ou não. Para este trabalho, foi considerada a transferência de calor num escoamento laminar de um fluido incompressível com propriedades constantes na região plenamente desenvolvidas de um tubo circular. Sendo assim, e considerando um fluxo térmico uniforme ( $q_s'' = \text{constante}$ ) na superfície da placa, o número de Nusselt ( $Nu$ ) é uma constante, independentemente do número Reynolds (Re), Prandtl (Pr) e da posição axial (Incropera, 2008).

$$Nu = \frac{h_w D_i}{k} = 4,36, \quad (3.9)$$

em que  $k$  é a condutividade térmica da água e  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo.

### 3.4.2 Radiação

Anteriormente se discutiu as perdas do sistema devido à influência dos coeficientes convectivos. A seguir, estima-se as perdas de calor do sistema devido à radiação emitida da superfície do coletor para o céu e a transferência de calor por radiação entre o vidro e o módulo PV.

Para avaliar a troca de radiação entre a cobertura do vidro e sua vizinhança, o céu é considerado como um corpo negro, com uma temperatura  $T_s$ . Deste modo, calcula-se a troca líquida de radiação entre a superfície horizontal do coletor e o céu da seguinte forma:

$$Q = \varepsilon \sigma (T^4 - T_s^4) A, \quad (3.10)$$

em que  $\varepsilon$  é a emissividade da cobertura,  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $T$  e  $A$  são a temperatura e a área da placa, e  $T_s$  é a temperatura da vizinhança.

A temperatura  $T_s$  de um corpo negro tem sido discutida por vários autores que desenvolveram várias relações para céus claros na medição de variáveis meteorológicas. Swinbank (1963), por exemplo, assume a temperatura de céu em função à temperatura local do ar. Bliss (1961) relaciona a temperatura do céu com a temperatura do ponto de orvalho. Berdahl e Martin (1984) usaram uma extensiva quantidade de dados dos Estados Unidos para relacionar a efetiva temperatura do céu com a temperatura do ponto de orvalho  $T_{dp}$ , a temperatura de bulbo seco  $T_a$ , e o tempo a partir da meia noite  $t$ , em uma única expressão:

$$T_s = T_a [0,711 + 0,0056 T_{dp} + 0,000073 T_{dp}^2 + 0,013 \cos(15t)]^{1/4}. \quad (3.11)$$

Em vários estudos de coletores solares híbridos ou tradicionais o valor da temperatura do céu  $T_s$  é adotado como o valor da temperatura ambiente  $T_{amb}$  para facilitar a análise. Ephrath et al. (1996) expressam a temperatura ambiente na seguinte forma:

$$T_{amb} = T_{med} + \frac{1}{2} (T_{max} - T_{min}) \left( \cos \omega - \frac{\pi}{4} \right), \quad (3.12)$$

em que  $\omega$  é o ângulo horário,  $T_{med}$ ,  $T_{max}$  e  $T_{min}$  são a temperatura média, máxima e mínima de um local, respectivamente. Estas temperaturas são fornecidas pelo INMET (Anexo 1).

A maioria dos problemas de transferência de calor em aplicações de energia solar, envolvem a radiação entre duas ou mais superfícies. São vários os livros que abordam este tema, e consequentemente, são vários os métodos expostos. Entre os métodos apresentados, algumas similaridades são encontradas para a determinação de condições para as superfícies de estudo, categorizando-as em superfícies em cinza, difusa, opaca, especular difusa, com energia incidente uniforme e temperatura uniforme (Duffie e Beckman, 2013).

Uma solução para se determinar a transferência de calor por radiação entre duas superfícies difusas é:

$$Q_1 = -Q_2 = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}. \quad (3.13)$$

Sendo uma radiação entre duas placas paralelas infinitas com as mesmas áreas  $A_1$  e  $A_2$  e um fator  $F_{12}$  igual a um, obtém-se que:

$$Q = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} A, \quad (3.14)$$

em que  $\varepsilon_1$  e  $\varepsilon_2$  são as emissividades das placas, vidro e painel fotovoltaico, respectivamente, e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann.

### 3.4.3 Condução

A transferência por condução é estabelecida como a transferência de energia das partículas mais energéticas às menos energéticas de um meio sólido. Este tipo de transferência de calor ocorre em todos os sistemas nos quais existe gradiente de temperatura num meio sólido, o calor flui desde a região com maior temperatura à região com menor temperatura. Para a condução térmica, a equação da taxa é conhecida como a lei de Fourier e se descreve como:

$$Q = -Ak \frac{dT}{dx}, \quad (3.15)$$

em que o fluxo de calor que é transferido por condução ( $Q$ ) é proporcional ao gradiente de temperatura e a área ( $A$ ) da qual é transferido o calor. O parâmetro  $k$  é a constante de

proporcionalidade que é conhecida como condutividade térmica e é uma característica do material da camada.

### 3.5. PROPRIEDADES ÓTICAS DAS COBERTURAS DOS PAINÉIS

A transmissão, reflexão e absorção da radiação solar, são fenômenos importantes na determinação do rendimento do coletor solar. A absorptância  $\alpha$ , refletância  $\rho$  e transmitância  $\tau$  são frações dependentes da radiação incidente. Espessura, índice de refração e coeficiente de extinção são características do material. No entanto, o índice de refração e o coeficiente de extinção, são funções de caráter espectral, ou seja, dependem do comprimento de onda da radiação (Guerrero, 2002). Para a análise das propriedades óticas de algumas superfícies, se considera que sejam independentes do comprimento de onda. No caso para o vidro é uma excelente suposição.

A incidência da radiação solar sobre uma superfície, pode ser considerada como a soma das frações da radiação absorvida, refletida e transmitida. Ou seja:

$$G\rho + G\alpha + G\tau = G. \quad (3.16)$$

Logo, tem-se que:

$$\rho + \alpha + \tau = 1. \quad (3.17)$$

#### 3.5.1 Transmitância

A luz é uma onda transversal, e seu campo eletromagnético está oscilando perpendicularmente a sua direção. De fato, a luz emitida por uma lâmpada incandescente ordinária ou vinda do sol, está oscilando em todas as direções possíveis perpendiculares à direção da propagação do feixe luminoso. Este tipo de luz é denominado luz não polarizada. Pode se considerar só dois componentes de vibração da radiação da luz solar: um oscilando no plano perpendicular a superfície do vidro e o outro vibrando no plano paralelo à mesma superfície. Para superfícies suaves se expõe as seguintes expressões para a reflexão da radiação não polarizada que percorre de um meio 1 com índice de refração  $n_1$ , para um meio 2 com índice de refração  $n_2$  (Duffie e Beckman, 2013).

$$r_{\perp} = \frac{\text{sen}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{sen}^2(\theta_2 + \theta_1)}. \quad (3.18)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}. \quad (3.19)$$

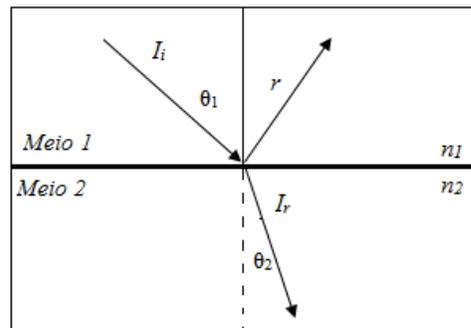
$$r = \frac{I_r}{I_i} = \frac{r_{\perp} + r_{\parallel}}{2}. \quad (3.20)$$

As Eqs. (3.18), (3.19), (3.20) representam a componente perpendicular, paralela e média da radiação não polarizada, respectivamente. Os ângulos de incidência  $\theta_1$  e de refração  $\theta_2$  são usados para relacionar os índices de refração por meio da lei de Snell:

$$n_1 \text{sen } \theta_1 = n_2 \text{sen } \theta_2. \quad (3.21)$$

A figura 13 mostra o ângulo de incidência e refração para dois meios e a representação da média da componente perpendicular e paralela da radiação não polarizada ( $r$ ).

Figura 13 - Ângulo de incidência e refração em dois meios.



Fonte: Adaptado pela autora.

A média dos índices de refração ( $R_g$ ) do vidro para um espectro solar é de 1,526 (Duffie e Beckman, 2013). Estabelecido o valor de  $R_g$ , pode se calcular o ângulo de refração  $\theta_2$  por meio do ângulo de incidência  $\theta_1$ :

$$\theta_2 = \text{sen}^{-1} \frac{\text{sen } \theta_1}{R_g}. \quad (3.22)$$

Na maioria de captadores de energia solar, a radiação pode ser transmitida de uma placa ou película de material. Nesse caso, existem duas placas paralelas, cada uma com perdas por reflexão. A

radiação refletida numa interface varia para cada componente de polarização, de modo que a reflexão e transmissão da radiação torna-se parcialmente polarizados (Ari, 1985).

Logo, a transmitância da radiação inicialmente não polarizada é a transmitância média dos dois componentes, perpendicular e paralelo.

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1-r_{\parallel}}{1+r_{\parallel}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right), \quad (3.23)$$

em que o subscrito  $r$  é usado para indicar que são consideradas só as perdas por reflexão.

### 3.5.2 Absorção Pela Cobertura do Vidro

A lei de Bouguer descreve a absorção de radiação num meio parcialmente transparente, a qual assume que a radiação absorvida é proporcional à intensidade local e à distância que a radiação percorre no meio (Duffie e Beckman, 2013) ou seja:

$$dI = -I\Lambda dx, \quad (3.24)$$

em que  $\Lambda$  é a constante de proporcionalidade ou coeficiente de extinção.

Integrando-se ao longo do caminho, tem -se que:

$$\int_{I_i}^{I_t} \frac{dI}{I} = -\int_0^x \Lambda dx, \quad (3.25)$$

com

$$x = \frac{\delta}{\cos\theta_2}, \quad (3.26)$$

em que  $\delta$  é a variável que descreve a espessura da cobertura transparente. Logo:

$$\frac{I_{transmitida}}{I_{incidente}} = \exp\left(-\frac{\Lambda\delta}{\cos\theta_2}\right). \quad (3.27)$$

A Eq. (3.27) também é considerada como a transmitância da cobertura, mas só considerando as perdas por absorção  $\tau_a$ . Então ,

$$\tau_a = \exp\left(-\frac{\Lambda e}{\cos\theta_2}\right), \quad (3.28)$$

como,

$$\alpha + \tau = 1, \quad (3.29)$$

tem-se que absorção do vidro é:

$$\alpha_g \cong 1 - \tau_a. \quad (3.30)$$

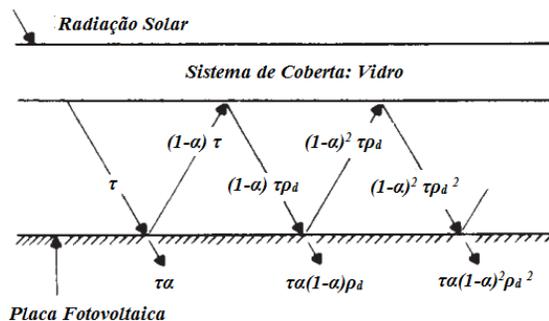
Normalmente para o vidro o coeficiente de extinção  $\Lambda$  é considerado numa faixa de  $4 \text{ m}^{-1}$  até  $32 \text{ m}^{-1}$ .

### 3.5.3 Produto da transmitância-absortância

É importante entender o comportamento das propriedades ao se ter duas placas paralelas, como é o caso do coletor PV/T, que apresenta uma cobertura transparente, usualmente de vidro e embaixo um módulo fotovoltaico.

Uma fração da radiação que passa através da cobertura semitransparente incide sobre o painel fotovoltaico e é refletida de volta para o sistema de cobertura, ou seja, o vidro. No entanto, nem toda radiação é perdida pela cobertura, já que está por sua vez é refletida para o painel fotovoltaico. A figura 14 mostra este comportamento.

Figura 14 - Absorção da radiação pelo painel fotovoltaico



Fonte: Adaptado pela autora (Duffie e Beckman, 2013)

Da energia que atravessa o vidro,  $\alpha\tau$  é absorvida pelo módulo fotovoltaico e  $(1-\alpha)\tau$  é refletida de volta para a cobertura de vidro. A radiação refletida é considerada como difusa e não polarizada, que do mesmo modo é refletida de novo, para o painel fotovoltaico  $(1-\alpha)\tau\rho_d$ . O subscrito “d” faz referência à refletância do sistema de cobertura, da radiação incidente difusa, proveniente da parte inferior. A múltipla reflexão da radiação difusa continua, de modo que a última fração de energia

incidente é absorvida pelo módulo PV, e é expressa pela seguinte equação, também conhecida como transmitância-absortância efetiva:

$$(\tau\alpha)_{pv} = \frac{\tau\alpha_{pv}}{1 - (1 - \alpha_{pv})\rho_d}, \quad (3.31)$$

em que  $\tau$  é a transmitância do vidro que se define como,

$$\tau \cong \tau_a \tau_r, \quad (3.32)$$

em que  $\tau_r$  é a transmitância considerando só as perdas por reflexão,  $\tau_a$  é a transmitância considerando só as perdas por absorção,  $\alpha_{pv}$  é a absorptância do módulo fotovoltaico normalmente referido pelo fabricante e  $\rho_d$  refere-se à refletância do vidro para o painel da radiação incidente difusa, proveniente da parte inferior, determinada mediante a seguinte expressão:

$$\rho_d \cong 1 - \alpha_g - \tau. \quad (3.33)$$

Como

$$\tau_a \cong 1 - \alpha_g, \quad (3.34)$$

tem-se,

$$\rho_d \cong \tau_a - \tau. \quad (3.35)$$

Na tabela 3 são resumidas as expressões matemáticas usadas no cálculo das propriedades óticas do vidro e do módulo PV.

Tabela 3 - Relações das propriedades óticas das superfícies

Superfície	Propriedade	Definição
Vidro	Transmitância	$\tau \cong \tau_a \tau_r$
	Absortância	$\alpha_g \cong 1 - \tau_a$
	Refletância	$\rho_d \cong \tau_a - \tau$
Módulo PV	Transmitância-absortância efetiva	$(\tau\alpha)_{pv} = \frac{\tau\alpha_{pv}}{1 - (1 - \alpha_{pv})\rho_d}$

### 3.6. AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

A avaliação do desempenho de um coletor PV/T se divide em duas partes: um rendimento elétrico e outro térmico. O primeiro é fácil de avaliar sempre e quando o uso da eletricidade seja, em tempo real ou seja imediato. Mas, para o desempenho térmico se deve ter em conta uma série de fatores que serão descritos a seguir.

As eficiências térmica e elétrica de um coletor PV/T são definidas pelas seguintes expressões (Chow T. , 2010), respectivamente:

$$n_t = \frac{H_p}{G} = \frac{\dot{m}c(T_{out} - T_{in})}{GA} , \quad (3.36)$$

$$n_e = \frac{E_p}{GA} , \quad (3.37)$$

em que  $\dot{m}$  e  $c$  são a taxa de vazão mássica e o calor específico do fluido de trabalho, respectivamente,  $A$  é a área superficial do coletor,  $T_{in}$  e  $T_{out}$  são temperaturas de entrada e saída do fluido respectivamente,  $G$  é a radiação incidente normal sobre uma superfície e  $E_p$  é a potência elétrica de saída dada por:

$$E_p = GAP\eta_{cell} , \quad (3.38)$$

em que  $P$  o fator de preenchimento<sup>1</sup> e  $\eta_{cell}$  é a eficiência da célula.

Substituindo a Eq. (3.38) na Eq. (3.37) , obtém-se que :

$$n_e = P\eta_{cell} . \quad (3.39)$$

Consequentemente, a eficiência elétrica está relacionada com a eficiência da célula que de igual modo depende da temperatura do PV, como se indica:

$$\eta_{cell} = \eta_{ref} \left[ 1 - \beta_{ref} (T_{pv} - T_{ref}) \right] , \quad (3.40)$$

---

<sup>1</sup> Definido também como a relação entre a área da superfície da célula sobre a área de abertura do coletor PV/T.

em que  $\eta_{ref}$  é a eficiência da célula de referência, que é escolhida dependendo do tipo de fabricação (monocristalina, policristalina, amorfa, etc.),  $T_{ref}$  e  $T_{pv}$  são a temperatura de referência e a temperatura do PV, respectivamente. E, finalmente  $\beta_{ref}$  se conhece como a eficiência do coeficiente de temperatura do ponto de potência máxima e geralmente é um valor negativo (Duffie e Beckman, 2013).

Alternativamente, a eficiência térmica pode se escrever em função do fator de eficiência do coletor  $F'$ , que representa a relação entre o ganho real de energia útil sobre o ganho útil resultante, se a temperatura da superfície do absorvedor térmico for a mesma da temperatura de fluido do trabalho (Duffie & Beckman, 2013). Ou seja:

$$n_t = F' \left[ (\tau\alpha)_{pv} (1 - \eta_e) - U_L \left( \frac{T_m - T_{amb}}{G} \right) \right], \quad (3.41)$$

em que  $T_m$  é considerada a temperatura média do fluido,  $U_L$  é o coeficiente global de perdas de calor.

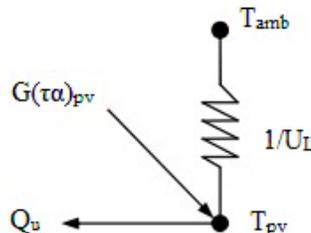
### 3.6.1 Coeficientes de Perdas

O coeficiente global de perdas de calor  $U_L$  é descrito como a soma dos coeficientes de perda, da parte superior  $U_t$ , inferior  $U_b$  e lateral  $U_e$  do coletor PV/T e define-se por meio da seguinte expressão:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (W / m^2 K). \quad (3.41)$$

A figura 15 explicita o coeficiente de perda global.

Figura 15 - Rede Térmica para coletor PV/T de placa plana

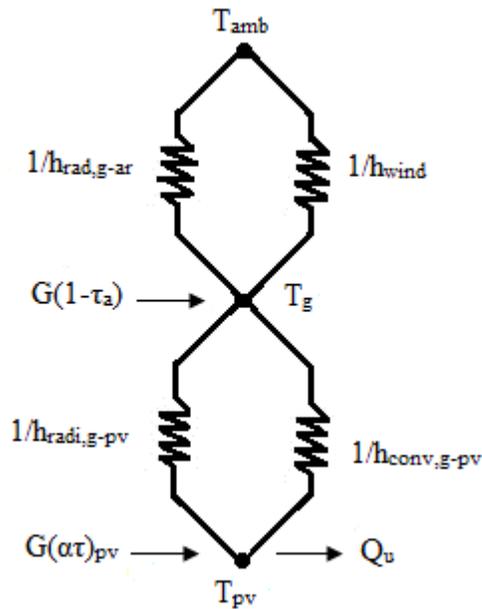


Na Eq. (3.41),  $U_t$  especifica as perdas de energia que sofre a superfície superior devido a transferência de calor convectiva e radiativa entre a cobertura de vidro, o ambiente externo, e o módulo PV, e determinada da seguinte forma (Duffie e Beckman, 2013):

$$U_t = \left( \frac{1}{h_{conv,g-pv} + h_{radi,g-pv}} + \frac{1}{h_{wind} + h_{radi,g-ar}} \right)^{-1}. \quad (3.42)$$

A figura 16 mostra o comportamento térmico equivalente:

Figura 16 - Rede térmica das perdas na cobertura superior



Fonte: Adaptado pela autora (Duffie & Beckman, 2013)

A seguir são descritos os coeficientes de transferência de calor convectivos e radiativos expostos na figura 16.

A superfície externa do vidro experimenta perdas convectivas e radiativas para o ambiente (figura16). Para o caso das perdas de calor devido à transferência convectiva, o coeficiente de transferência é descrito pela correlação de Watmuff et al. (1977) :

$$h_{wind} = 3u_a + 2,8, \quad (3.43)$$

em que  $u_a$  é a velocidade do vento do local.

O coeficiente de transferência de calor por radiação se estabelece como:

$$h_{radi,g-ar} = \varepsilon_g \sigma (T_g^2 + T_{amb}^2) (T_g + T_{amb}), \quad (3.44)$$

em que  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente.

Logo, a transferência de calor por convecção na cavidade entre o vidro e o módulo PV é de tipo natural pelo que o coeficiente de transferência de calor é frequentemente relacionado em termo do parâmetro adimensional do número de Nusselt:

$$h_{conv,g-pv} = \frac{Nu k_{ar}}{\delta}, \quad (3.45)$$

em que  $Nu$ ,  $k_{ar}$  e  $\delta$  são o número de Nusselt, a condutividade térmica do ar e a distância entre o vidro e o módulo PV, respectivamente .

Além disso, na cavidade existem trocas de calor radiativas devido à incidência de radiação sobre o módulo PV, pelo que o coeficiente de transferência de calor é então:

$$h_{radi,g-pv} = \sigma \left[ \frac{(T_g^2 + T_{pv}^2)(T_g + T_{pv})}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{pv}} - 1} \right], \quad (3.46)$$

em que,  $\sigma$  é a constante Stefan-Boltzmann,  $\varepsilon_g$  e  $\varepsilon_{pv}$  são emissividade do vidro e do módulo fotovoltaico, respectivamente,  $T_g$  e  $T_{pv}$  são a temperatura da cobertura e do módulo PV, respectivamente.

Conseguindo-se determinar o coeficiente de perda na parte superior do coletor PV/T, continua-se com a determinação do mesmo na parte inferior, expressado como (Gordon, 2001):

$$U_b = \left( \frac{\delta_{iso}}{k_{iso}} + \frac{1}{h_{wind}} \right)^{-1}, \quad (3.47)$$

em que,  $k_{iso}$  e  $\delta_{iso}$  são a condutividade térmica e a espessura do isolamento térmico, respectivamente. Os valores do coeficiente  $U_b$  normalmente encontram-se numa faixa de 0,3 a 0,6 W/m<sup>2</sup>K (Gordon, 2001).

As perdas nas bordas  $U_e$  são estimadas também assumindo um fluxo de calor unidimensional no entorno do perímetro do coletor PV/T. Estas perdas nas bordas devem ser referenciadas a área do coletor. Se o coeficiente de perdas das bordas é  $(U/A)_{edge}$ , então o coeficiente de perda das bordas, baseado na área do coletor PV/T  $A_c$  é (Duffie & Beckman, 2013):

$$U_e = \frac{(U/A)_{edge}}{A_c}, \quad (3.48)$$

em que, segundo Gordon (2001), tem-se:

$$(U/A)_{edge} = \left( \frac{\delta_{ie}}{k_{iso}} + \frac{1}{h_{wind}} \right)^{-1} (P\delta_{iso}), \quad (3.49)$$

sendo  $\delta_{ie}$  a espessura da borda do isolamento e  $P$  o perímetro da superfície do coletor.

Em aplicações que requerem grandes quantidades de coletores PV/T, as perdas nas bordas são usualmente desprezíveis.

## 4. MODELAGEM

A modelagem é baseada em três partes principais, partindo da determinação da radiação solar por meio do modelo isotrópico definido por Liu e Jordan (1963). Em seguida se estabelece o balanço de energia para cada camada do sistema. E finalmente se desenvolve o programa computacional que baseado nas considerações iniciais do sistema, calcula através de subrotinas o modelo da radiação solar incidente e soluciona por meio de um método numérico as equações diferenciais que descrevem os balanços energéticos para cada camada do coletor PV/T. A validação do programa só se realiza para os dados de radiação solar e temperatura do ar ambiente. Os valores de temperaturas, fluxos de calor, potência, e eficiência do coletor PV/T não serão validados devido que a maior parte dos artigos usados para esta pesquisa se desenvolverem no continente asiático, apresentando informações meteorológicas incompletas o que dificulta a reprodução dos mesmos.

### 4.1. MODELO DE RADIAÇÃO SOLAR

O modelo para determinar a radiação solar sobre uma superfície inclinada, está fundamentado no modelo isotrópico difuso de Liu e Jordan (1963), o qual indica de modo geral que a soma da radiação direta ( $G_b$ ), difusa ( $G_d$ ) e hemisférica ( $G_h$ ) é a radiação solar sobre um plano inclinado ( $G$ ). O modelo descreve que uma superfície inclinada aceita uma fração  $(1 + \cos\beta)/2$  de radiação difusa do céu e uma fração  $(1 - \cos\beta)/2$  de radiação refletida  $G_h\rho_g$  do solo, sendo  $\rho_g$  a refletividade do solo em frente do coletor. Os valores da refletividade podem variar dependendo o material do solo, mas, quando não se conhece as características do material, é possível escolher entre dois valores: 0,2 para o solo sem neve e 0,7 para o solo com neve. Se define então, a radiação solar total para uma superfície inclinada como (Ari, 1985):

$$G = G_b \cos\theta + G_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + G_h \rho_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right), \quad (4.1)$$

em que a radiação hemisférica está definida como:

$$G_h = G_b \cos\theta_z + G_d. \quad (4.2)$$

Isolando  $G_b$  na eq.(4.2), obtém-se que :

$$G_b = \frac{(G_h - G_d)}{\cos\theta_z}. \quad (4.3)$$

Substituindo a Eq. (4.3) na Eq. (4.1), tem-se que:

$$G = (G_h - G_d) \left( \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \right) + G_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_h \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right). \quad (4.4)$$

Pode-se assumir que o fator de geometria  $R_b$  seja equivalente a:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}, \quad (4.5)$$

que indica a proporção de radiação direta sobre uma superfície inclinada que está sobre um plano horizontal em qualquer período de tempo. Assim, substituindo a Eq (4.5) na Eq (4.4) se obtém a radiação solar total para uma superfície inclinada:

$$G = G_b R_b + G_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_h \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right). \quad (4.6)$$

Na determinação da proporção de radiação direta  $R_b$ , se deve ter em conta as relações dos ângulos solares descritos anteriormente. A seguir, são expressadas as relações mediante equações algébricas:

a) Ângulo de incidência  $\theta$  da radiação direta sobre uma superfície (Duffie e Beckman, 2013):

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega, \quad (4.7)$$

em que:

$\delta$  = Declinação solar (Grau)

$\phi$  = Latitude do local (Grau)

$\beta$  = Inclinação da superfície (Grau)

$\gamma$  = Ângulo azimute da superfície (Grau)

$\omega$  = Ângulo horário (Grau)

O cálculo do ângulo horário é baseado no tempo solar  $t$  dado por:

$$\omega = (t - 12)15^\circ. \quad (4.8)$$

De acordo com Cresesb-Celpel (2016), o valor da latitude do local é usado como o ângulo de inclinação do painel  $\beta$  com direção al Norte ( $\beta = \phi_N$ ). Mas, este pode mudar dependendo do objetivo do projeto ou atividade.

b) Ângulo zenital  $\theta_z$  da radiação direta sobre uma superfície (Duffie e Beckman, 2013):

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta, \quad (4.9)$$

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega (\cos \omega - \cos \omega_s). \quad (4.10)$$

A correspondente hora angular quando o sol se põe  $\omega_s$  é dada pela seguinte equação:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta. \quad (4.11)$$

Após se descrever as relações angulares e se obter o fator de geometria é necessário determinar os valores de radiação difusa  $G_d$  e hemisférica  $G_h$  para se calcular tanto a radiação direta  $G_b$ , como a total. De igual forma, para o cálculo destas radiações é importante se obter alguns dados meteorológicos de radiação. No caso particular deste trabalho, se usou os dados de radiação hemisférica média mensal diária  $\overline{H}_h$  (Ver Anexo 1) obtidos pelo site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e expostos por Galindo (2015). Além disso, também são necessários os valores de radiação difusa média mensal diária  $\overline{H}_d$ , radiação extraterrestre diária  $H_0$  e a constante solar efetiva  $G_{oef}$  que são calculados baseados na radiação hemisférica média mensal diária.

Para determinar  $\overline{H}_d$ , será usada as correlações de Collares Pereira e Rabl (1979):

$$\overline{H}_d = [0,775 + 0,347(\omega_s - 90^\circ) - [0,505 + 0,261(\omega_s - 90^\circ)] \cos[360^\circ (\overline{K}_T - 0,9) / \pi]] \overline{H}_h. \quad (4.12)$$

Liu e Jordan (1960), mostraram que a medidas da radiação média mensal diária difusa ( $\overline{H}_d$ ) e hemisférica ( $\overline{H}_h$ ) são correlacionadas com o índice de claridade média mensal  $\overline{K}_T$ .

$$\overline{K_T} = \frac{\overline{H_h}}{H_o} \quad (4.13)$$

O índice de claridade fisicamente indica uma medida dos efeitos atmosféricos de um local (céu claro ou nublado) sobre a insolação. No entanto, o índice de claridade é um parâmetro estocástico, o qual está em função da época do ano, condições climáticas e localização geográfica. Normalmente este valor é menor que um (Kumar e Umanand, 2005).

Integrando durante o tempo do nascimento do sol até o por do sol, obtém-se a radiação extraterrestre diária  $H_o$  sobre um plano horizontal.

$$H_o = 3600 \frac{\tau_{dia}}{\pi} G_{oef} \cos\phi \cos\delta \left( \text{sen}\omega_s - (\pi\omega_s/180^\circ) \cos\omega_s \right), \quad (4.14)$$

em que  $\tau_{dia}$  expressa a duração do dia, ou seja, 24h e a constante solar efetiva é definida como:

$$G_{oef} = \left[ 1 + 0,033 \cos\left( \frac{360^\circ n}{365,25} \right) \right] G_o, \quad (4.15)$$

em que  $n$  é o dia do ano depois de primeiro de janeiro e  $G_o$  é a constante solar  $1367 \text{ W/m}^2$ .

O valor de radiação média mensal diária difusa ( $\overline{H_d}$ ) obtidos pela Eq. (4.12) e o dado medido de ( $\overline{H_h}$ ) pelo INMET são usados para determinar os valores de radiação instantânea  $G_d$  e  $G_h$  por meio de duas correlações (Ari, 1985) :

$$G_d = r_d(\omega, \omega_s) \overline{H_d}, \quad (4.16)$$

$$G_h = r_h(\omega, \omega_s) \overline{H_h}, \quad (4.17)$$

em que,

$$r_d(\omega, \omega_s) = \frac{\pi}{\tau_{dia}} \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\text{sen}\omega_s - (\pi\omega_s/180^\circ) \cos\omega_s}, \quad (4.18)$$

$$r_h(\omega, \omega_s) = (a + b \cos\omega) r_d(\omega, \omega_s). \quad (4.19)$$

Os coeficientes adicionais são dados por:

$$a = 0,4090 + 0,5016 \text{sen}(\omega_s - 60^\circ), \quad (4.20)$$

$$b = 0,6609 - 0,4767 \text{sen}(\omega_s - 60^\circ). \quad (4.11)$$

Como as unidades de  $r_d$  e  $r_h$  são em  $h^{-1}$ , é útil transformá-las em  $s^{-1}$ , neste caso, tem-se que

$$\tau_{dia} = 24 \times 3600 \text{ s.}$$

Tendo determinadas a média mensal diária de radiação difusa  $G_d$  e hemisférica  $G_h$  para um período de tempo durante o ano, pode-se obter a radiação direta  $G_b$  substituindo a Eq. (4.16) e Eq.(4.17) na Eq (4.3).

Na tabela 4 se apresenta um resumo da nomenclatura do modelo de radiação. O símbolo  $G$  indica a radiação ( $W/m^2$ ) a qual indica a taxa em que a energia radiante é incidente sobre uma superfície. Enquanto  $H$  é a radiação diária ( $J/m^2$ ) considerada como a energia incidente por unidade de área sobre uma superfície e  $\overline{H}$  é a radiação média mensal diária ( $J/m^2$ dia) (Duffie e Beckman, 2013).

Tabela 4 - Resumo da nomenclatura do modelo de radiação

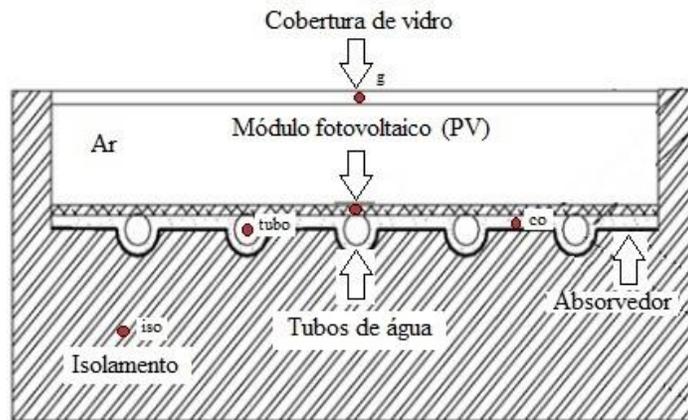
$G_o =$ constante solar = 1367 W/m <sup>2</sup>
$G_{oef} =$ constante solar efetiva, $G_{oef} = \left[ 1 + 0,033 \cos \left( \frac{360^\circ n}{365,25} \right) \right] G_o .$
$G_b =$ radiação direta incidente, $G_b = \frac{(G_h - G_d)}{\cos \theta_z} .$
$G_d =$ radiação difusa incidente, $G_d = r_d(\omega, \omega_s) \overline{H}_d .$
$G_h =$ radiação hemisférica incidente, $G_h = r_h(\omega, \omega_s) \overline{H}_h .$
$H_o =$ radiação extraterrestre diária, $H_o = 3600 \frac{\tau_{dia}}{\pi} G_{oef} \cos \phi \cos \delta \left( \sin \omega_s - (\pi \omega_s / 180^\circ) \cos \omega_s \right) .$
$\overline{H}_d =$ radiação difusa média mensal diária $\overline{H}_d = \left[ 0,775 + 0,347(\omega_s - 90^\circ) - \left[ 0,505 + 0,261(\omega_s - 90^\circ) \right] \cos \left[ 360^\circ (\overline{K}_h - 0,9) / \pi \right] \right] \overline{H}_h .$
$\overline{H}_h =$ radiação hemisférica média mensal diária. Dados obtidos pelo INMET (Anexo 1).
$\overline{K}_T =$ índice de claridade média mensal (adimensional), $\overline{K}_T = \frac{\overline{H}_h}{H_o} .$
$\omega =$ ângulo horário, $\omega = (t - 12)15^\circ .$
$\omega_s =$ ângulo horário quando o sol se põe,

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta).$$

#### 4.2. BALANÇO DE ENERGIA DO COLETOR PV/T

O coletor híbrido PV/T é constituído por varias camadas descritas na figura 17. Nesta figura são assinalados 5 elementos representados por pontos (nós). Além destes cinco nós, há um nó adicional não mostrado na figura atribuído ao fluido de trabalho. O primeiro nó ‘g’ refere-se à cobertura de vidro, o segundo ‘pv’ ao módulo fotovoltaico, o terceiro ‘co’ ao absorvedor térmico, o quarto ‘tubo’ a união entre o tubo e a placa absorvedora, o quinto ‘iso’ ao isolamento térmico e ‘water’ ao fluido de trabalho.

Figura 17- Estrutura do coletor PV/T



Fonte: Adaptado pela autora (Charalambous et al. 2007)

O modelo desenvolvido na pesquisa, está baseado nas equações do balanço de energia em regime transitório, unidimensional descritas por Bhattarai *et al.*, (2012), para um coletor híbrido fotovoltaico-térmico, tipo placa plana.

Uma análise dinâmica explícita pode ser trabalhada através da técnica de diferenças finitas, que discretiza o conjunto de equações diferenciais resultantes da aplicação das leis da conservação da massa e energia ao volume de controle fixo no domínio físico de cada camada. Neste caso, a exigência de conservação de energia no volume de controle (VC) (Incropera, 2008) quer quer:

$$\text{Energia que entra no VC} + \text{Energia gerada no VC} = \text{Energia que sai do VC} + \text{Energia armazenada VC} \quad (4.22)$$

Para o balanço de cada camada, assume-se que não há geração interna de energia e nem energia armazenada. Desta forma, o balanço é simplificado e torna-se:

$$\text{Energia que entra no VC} - \text{Energia que sai do VC} = 0 \quad (4.23)$$

Considerando as premissas anteriores, as equações que governam a transferência de calor para cada camada do coletor são descritas a seguir.

#### 4.2.1 Primeira Camada-Vidro

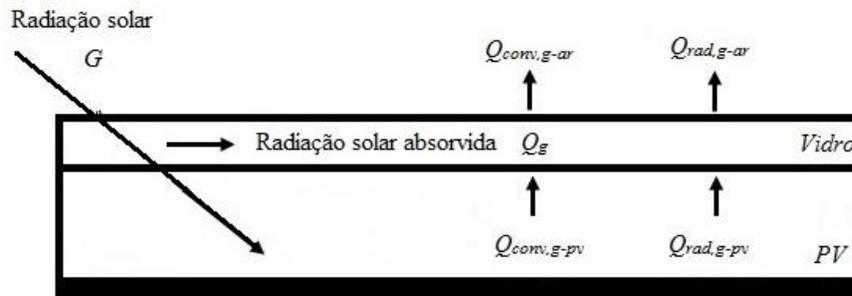
O balanço de energia para a cobertura de vidro é descrito como:

$$(mc)_g \frac{dT_g}{dt} = Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv}, \quad (4.24)$$

em que  $m_g$ ,  $c_g$  e  $T_g$  são a massa, o calor específico e a temperatura do vidro respectivamente. Os termos à direita da igualdade representam o fluxo de calor atuantes no vidro e serão descritos a seguir.

A figura 18 mostra os fluxos de calor gerados entre o vidro, o ambiente e o módulo PV.

Figura 18 - Fluxos de calor na cobertura do vidro



Fonte: Elaborado pela autora

A cobertura de vidro é submetida a um fluxo de calor devido à radiação solar incidente. De acordo com as propriedades óticas da cobertura, sabe-se que uma parcela da radiação solar é absorvida ( $\alpha$ ) pelo vidro, outra é transmitida ( $t$ ) para o módulo PV e a outra é refletida ( $\rho$ ) para o ambiente sendo que esta última parcela não fornece e nem dissipa energia do sistema, de modo que não está sendo levada em consideração no modelo.

Então, define-se a fração de radiação solar absorvida pelo vidro, como:

$$Q_g = AG\alpha_g, \quad (4.25)$$

em que  $G$  é a radiação do sol , determinada pela Eq. (4.6),  $A$  é a área superficial do coletor PV/T e  $\alpha_g$  é a absorptância, propriedade ótica do vidro, determinada mediante a Eq. (3.30).

$$Q_{conv,g-ar} = h_{wind}(T_{amb} - T_g)A. \quad (4.26)$$

A Eq. (4.26) representa a quantidade do fluxo de calor convectivo, transferido do vidro para o ambiente. determinado pelo coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h_{wind}$ ), calculado pela Eq. (3.7), a diferencia de temperatura entre o ambiente ( $T_{amb}$ ) e o vidro ( $T_g$ ), e a área superficial do coletor ( $A$ ).  $T_{amb}$  é determinado pela Eq. (3.12).

O fluxo de calor gerado pela transferência radiativa do ar e a cobertura é dado por:

$$Q_{rad,g-ar} = \varepsilon_g \sigma (T_{amb}^4 - T_g^4)A, \quad (4.27)$$

em que  $\varepsilon_g$  e  $\sigma$  são a emissividade do vidro e a constante de Stefan-Boltzmann, respectivamente.

A transferência de calor por radiação térmica entre a cobertura de vidro e o módulo PV é definida pela seguinte equação:

$$Q_{rad,g-pv} = \sigma \left[ \frac{(T_{pv}^4 - T_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_{pv}} - 1} \right] A, \quad (4.28)$$

em que  $T_{pv}$  e  $\varepsilon_{pv}$  são a temperatura e a emissividade do modulo PV respectivamente .

O último termo do balanço, descreve o fluxo de calor convectivo gerado entre o módulo fotovoltaico e o vidro é e definido pela seguinte expressão:

$$Q_{conv,g-pv} = h_{conv,g-pv}(T_{pv} - T_g)A, \quad (4.29)$$

em que o coeficiente de transferência de calor convectivo entre as duas placas é descrito pela Eq. (3.8). Este coeficiente convectivo é determinado por vários parâmetros, entre eles a condutividade térmica do ar  $k$ , a distância do espaçamento entre a cobertura do vidro e o módulo PV e o mais importante o número de Nusselt  $Nu$ . Segundo um estudo experimental desenvolvido por Hollands *et al.* (1976) o  $Nu$  é definido como:

$$Nu = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708 [\text{sen}(1,8\beta)]^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^* + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^*. \quad (4.30)$$

Os termos com notação  $[\ ]^*$  significam que só se usaram aqueles valores positivos nos parênteses, ou seja, que todo valor negativo será usado como zero como é indicado pela seguinte expressão:

$$[x]^* = \frac{|x| + x}{2}. \quad (4.31)$$

O número de Rayleigh ( $Ra$ ) é definido como sendo:

$$Ra = \frac{g_a \beta_{ar} (T_{pv} - T_g)}{\alpha_{ar} \nu_{ar}}, \quad (4.32)$$

em que  $\alpha_{ar}$ ,  $\nu_{ar}$ ,  $g_a$  e  $\beta_{ar}$  são a difusividade térmica do ar, viscosidade cinemática do ar, aceleração devido à gravidade ( $9.8\text{m/s}^2$ ) e o coeficiente de expansão volumétrica do ar, respectivamente. O coeficiente de expansão é o inverso da temperatura média das camadas (vidro (g) -painel (PV)), dada por:

$$\beta_{ar} = \frac{1}{T_{media}} = \frac{1}{\frac{T_g + T_{pv}}{2}} = \frac{2}{T_g + T_{pv}}. \quad (4.33)$$

Discretizando a Eq. (4.24) por meio de das diferenças finitas pode se calcular a temperatura da cobertura de vidro para um tempo futuro:

$$(v\rho c)_g \left[ \frac{T_{g(t_{i+1})} - T_{g(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv}, \quad (4.34)$$

em que  $v$ ,  $\rho$  e  $c$  são o volume, a densidade e o calor específico do vidro, respectivamente,  $T_{g(t_{i+1})}$  é a temperatura do vidro no tempo futuro,  $T_{g(t_i)}$  é a temperatura do vidro no tempo atual e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo.

Isolando a temperatura do vidro no tempo futuro, obtém-se:

$$T_{g(t_{i+1})} = T_{g(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_g} \right) (Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv}). \quad (4.35)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.35) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

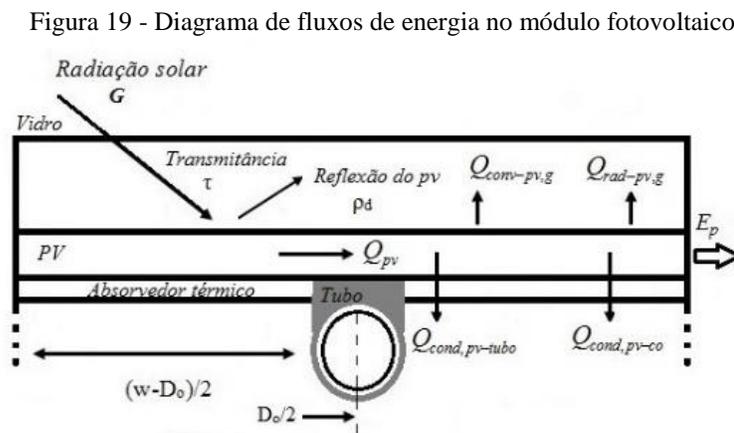
#### 4.2.2 Segunda Camada- Módulo fotovoltaico

O balanço de energia para o painel fotovoltaico é:

$$(mc)_{pv} \frac{dT_{pv}}{dt} = Q_{pv} + Q_{rad-pv,g} + Q_{conv-pv,g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo}, \quad (4.36)$$

em que  $m_{pv}$ ,  $c_{pv}$  e  $T_{pv}$  são a massa, o calor específico e a temperatura do PV. Os termos à direita da igualdade representam os fluxos de calor atuantes no PV e serão descritos a seguir.

Na figura 19 se pode observar os fluxos de calor que saem e entram do módulo PV devido à transferência de calor, por condução convecção e radiação térmica, com a cobertura de vidro e com a placa absorvedora. Também é indicada a parcela de energia térmica que é absorvida no módulo PV devido à transmitância e as múltiplas reflexões entre o módulo PV e a cobertura de vidro.



Fonte: Elaborado pela autora

Logo que a radiação solar incide no vidro, e uma fração é absorvida, outra é refletida e a outra é transmitida, esta última ao mesmo tempo é absorvida pelo módulo fotovoltaico devido a suas propriedades óticas e pode ser representada mediante a seguinte expressão:

$$Q_{pv} = AG(\tau\alpha)_{pv}, \quad (4.37)$$

em que  $A$  é a área superficial,  $G$  é a radiação solar incidente, e  $(\alpha\tau)_{pv}$  é conhecida como absorvância-transmitância efetiva que representa o total da energia radiante absorvida pelo módulo PV após múltiplas reflexões e é determinada pela Eq. (3.31).

Levando em conta que o módulo PV utiliza uma fração da energia absorvida para gerar potência elétrica DC ( $E_p$ ), esta deve ser adicionada na Eq. (4.37), resultando o fluxo de radiação solar absorvida pelo PV, como:

$$Q_{pv} = AG(\tau\alpha)_{pv} - E_p. \quad (4.38)$$

A geração de potência elétrica DC depende diretamente da eficiência de operação da célula  $\eta_{cell}$  que ao mesmo tempo depende da temperatura do módulo fotovoltaico, como foi indicado na Eq. (3.40).

Com a Eq. (4.39) determina-se o fluxo de valor resultante da transferência de calor por radiação entre o módulo PV e o vidro.

$$Q_{rad,pv-g} = \sigma \left( \frac{T_g^4 - T_{pv}^4}{\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_{pv}} - 1} \right) A. \quad (4.39)$$

Já a Eq.(4.40) representa o fluxo de calor devido à transferência de calor por convecção entre o vidro e o painel.

$$Q_{conv,pv-g} = h_{conv,g,pv}(T_g - T_{pv})A. \quad (4.40)$$

A troca de energia por causa da transferência de calor por condução entre o PV, o absorvedor térmico e o tubo, são representados pelo o quarto e o quinto termos do balanço de energia da Eq. (4.36). Usando a definição da condução expressada pela Eq. (3.15), obtém-se que o fluxo de energia entre o módulo fotovoltaico e o absorvedor térmico é:

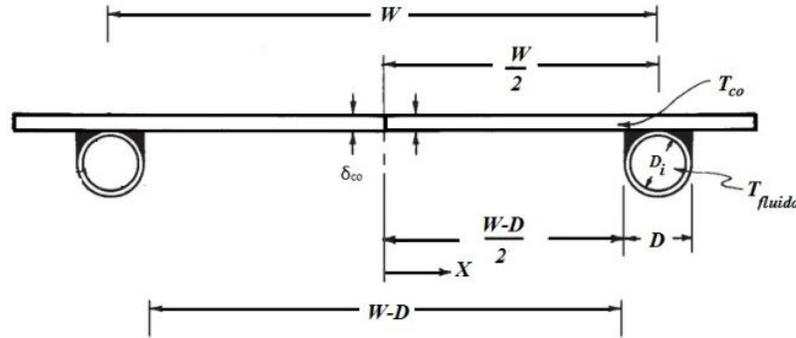
$$Q_{cond,pv-co} = \frac{k_{ad}}{\delta_{ad}}(T_{co} - T_{pv})A_{cond,pv-co}, \quad (4.41)$$

em que  $k_{ad}$  e  $\delta_{ad}$  são a condutividade térmica e a espessura da placa adesiva “EVA”, respectivamente,  $T_{co}$  é a temperatura do absorvedor térmico, e  $A_{cond,pv-co}$  é a área superficial entre o painel e o absorvedor.

$$A_{cond,pv-co} = A \left( \frac{w-D}{w} \right), \quad (4.42)$$

em que  $D$  e  $w$  são o diâmetro externo do tubo e o espaço entre cada tubo, respectivamente. Na figura 20 mostra-se as dimensões do absorvedor térmico.

Figura 20 - Dimensões do absorvedor térmico



Fonte: Adaptado pela autora (Duffie e Beckman, 2013)

A Eq. (4.43) descreve o fluxo de energia causada pela transferência de calor por condução que sai do módulo PV para o tubo (Chow T, 2003):

$$Q_{cond,pv-tubo} = \left[ \frac{\delta_{pv} L}{\left( \frac{x_p}{2k_{pv}} \right) + \left( \frac{\delta_{ad} \delta_{pv}}{k_{pv} D_o} \right)} \right] [T_{tubo} - T_{pv}], \quad (4.43)$$

em que  $\delta_{pv}$  e  $k_{pv}$  são a espessura e a condutividade do módulo PV,  $T_{tubo}$  é a temperatura do tubo,  $L$  é o comprimento do coletor PV/T e  $x_p = \frac{w}{4}$ .

Discretizando a Eq. (4.36) por meio das diferenças finitas, calcula-se a temperatura do módulo fotovoltaico  $T_{pv}$  no tempo futuro.

$$v_{pv} \rho_{pv} c_{pv} \left[ \frac{T_{pv(t_{i+1})} - T_{pv(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_{pv} + Q_{rad-pv,g} + Q_{conv-pv,g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo}, \quad (4.44)$$

em que  $v$ ,  $\rho$  e  $c$  são o volume, a densidade e o calor específico do PV, respectivamente,  $T_{pv(t_{i+1})}$  é a temperatura do PV no tempo futuro,  $T_{pv(t_i)}$  é a temperatura do vidro no tempo presente e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo.

Isolando a temperatura do PV no tempo futuro, obtém-se:

$$T_{pv(t_{i+1})} = T_{pv(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{v_{pv} \rho_{pv} c_{pv}} \right) (Q_{pv} + q_{rad-pv,g} + q_{conv-pv,g} + q_{cond,pv-co} + q_{cond,pv-tubo}). \quad (4.45)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.45) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

#### 4.2.3 Terceira Camada- Absorvedor térmico

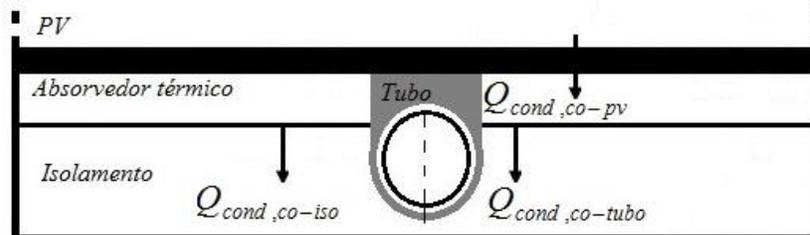
O balanço de energia para o absorvedor térmico se define como:

$$(mc)_{co} \frac{dT_{co}}{dt} = Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{cond,co-iso}, \quad (4.46)$$

em que  $m_{co}$ ,  $c_{co}$ ,  $T_{co}$  são a massa, o calor específico e a temperatura do absorvedor, respectivamente. Os termos à direita da igualdade representam os fluxos de calor atuantes no absorvedor e serão descritos a seguir.

O absorvedor térmico recebe do módulo fotovoltaico calor transferido por condução, que de igual modo é transferida para o tubo e o isolamento, como retrata a figura 21:

Figura 21- Diagrama de fluxos térmicos na placa absorvedora



Fonte: Elaborado pela autora

A Eqs. (4.47) e (4.48) definem o fluxo devido à transferência de calor por condução entre o painel fotovoltaico e o absorvedor térmico e o tubo, respectivamente.

$$Q_{cond,co-pv} = \frac{k_{ad}}{\delta_{ad}} A_{cond,pv-co} (T_{pv} - T_{co}), \quad (4.47)$$

$$Q_{cond,co-tubo} = \frac{2k_{co}}{x_{co}} (\delta_{co} L) (T_{tubo} - T_{co}), \quad (4.48)$$

em que  $\delta_{co}$  e  $k_{co}$  são a espessura e a condutividade do absorvedor térmico, respectivamente e

$$x_{co} = \frac{w - D_o}{4}. \quad (4.49)$$

Do mesmo modo se determina o fluxo de energia condutivo entre o isolamento e o absorvedor térmico.

$$Q_{cond,co-iso} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{co-iso} (T_{iso} - T_{co}), \quad (4.50)$$

em que  $\delta_{iso}$ ,  $k_{iso}$ ,  $T_{iso}$  representam a espessura, a condutividade e a temperatura do isolamento, respectivamente.  $A_{co-iso}$  é a área superficial do absorvedor térmico.

$$A_{co-iso} = A \left( \frac{w - D_o}{w} \right). \quad (4.51)$$

Representando por diferenças finitas a equação diferencial que descreve o balanço de energia do absorvedor térmico, chega-se a:

$$v_{co} \rho_{co} c_{co} \left[ \frac{T_{co(t_{i+1})} - T_{co(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{con,co-iso}, \quad (4.52)$$

em que  $v$ ,  $\rho$  e  $c$  são o volume, a densidade e o calor específico do absorvedor térmico, respectivamente,  $T_{co(t_{i+1})}$  é a temperatura do absorvedor no tempo futuro,  $T_{co(t_i)}$  é a temperatura do absorvedor no tempo presente e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo.

Isolando a temperatura no tempo futuro do absorvedor, tem-se que:

$$T_{co(t_{i+1})} = T_{co(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{v_{co} \rho_{co} c_{co}} \right) (Q_{cond,co-pv} + Q_{con,co-tubo} + Q_{con,co-iso}). \quad (4.53)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.53) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

#### 4.2.4 Quarta Camada- Tubo

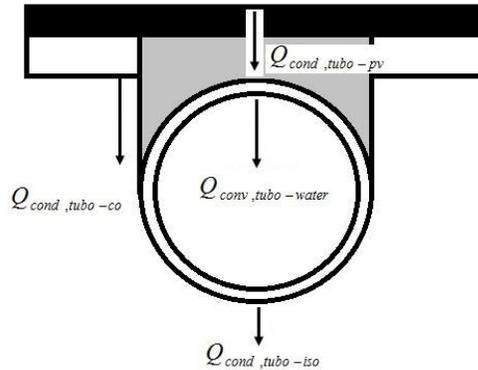
O balanço de energia que descreve o comportamento da transferência de calor do tubo para as outras camadas é descrito como:

$$(mc)_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water}, \quad (4.54)$$

em que  $(mc)_{tubo}$  e  $T_{tubo}$  são a massa, o calor específico e a temperatura do tubo, respectivamente. Os termos à direita da igualdade representam os fluxos de calor atuantes no tubo e são descritos a seguir.

Para o tubo se evidencia uma troca de calor convectiva com a água, e uma transferência condutiva entre o absorvedor térmico, o módulo fotovoltaico e o isolamento, como mostrado na figura 22.

Figura 22 - Diagrama de fluxos térmicos no tubo



Fonte: Elaborado pela autora

Com base na figura 22, pode-se identificar no balanço da Eq (4.54) que os três primeiros termos à direita da igualdade descrevem o fluxo térmico por causa da transferência condutiva.

O primeiro termo corresponde a troca de energia entre o tubo e o absorvedor já descrita na Eq. (4.48).

$$Q_{cond,tubo-co} = \frac{2k_{co}}{x_{co}} (\delta_{co} L) (T_{co} - T_{tubo}). \quad (4.55)$$

O segundo termo representa a troca de energia entre o tubo e o módulo fotovoltaico, que também foi representado pela Eq. (4.43). A diferença é simplesmente a direção do fluxo:

$$Q_{cond,tubo-pv} = \left[ \frac{\delta_{pv} L}{\left( \frac{x_p}{2k_{pv}} \right) + \left( \frac{\delta_{ad} \delta_{pv}}{k_{pv} D_o} \right)} \right] (T_{pv} - T_{tubo}). \quad (4.56)$$

O terceiro termo corresponde ao fluxo de energia condutiva entre o tubo e o isolamento, descrito como:

$$Q_{cond,tubo-iso} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{cond,tubo-iso} (T_{iso} - T_{tubo}), \quad (4.57)$$

em que  $\delta_{iso}$ ,  $k_{iso}$ ,  $T_{iso}$  representam a espessura, a condutividade e a temperatura do isolamento

$A_{cond,tubo-iso}$  é área entre o tubo e o isolamento descrita como:

$$A_{cond,tubo-iso} = \left( \frac{\pi}{2} + 1 \right) D_o L, \quad (4.58)$$

em que  $D_o$  é o diâmetro externo do tubo e  $L$  é comprimento do coletor PV/T.

O último termo do balanço refere-se ao fluxo de calor resultante da troca convectiva do tubo para a água, representado pela seguinte equação:

$$Q_{conv,tubo-water} = h_{water} A_{tubo-water} (T_{water} - T_{tubo}), \quad (4.59)$$

em que  $A_{tubo-water}$  (Eq. (4.60)) é a área lateral do cilindro e  $T_{water}$  é a temperatura da água no tempo presente.

$$A_{tubo-water} = \pi D_i L, \quad (4.60)$$

em que  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo e  $L$  é o comprimento do coletor PV/T.

O coeficiente de transferência convectivo para um fluxo laminar completamente desenvolvido ( $h_{water}$ ) pode ser obtido da Eq. (3.9):

$$h_{water} = \frac{Nuk_{water}}{D_i}, \quad (4.61)$$

em que  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo,  $k_{water}$  é a condutividade térmica da água e  $Nu$  é o número de Nusselt representado por uma constante e descrito em termos do número de Prandtl ( $Pr$ ) e o número de Reynolds como:

$$Nu = 0,023 R_e^{0.8} Pr^{0.4} = 4,364, \quad (4.62)$$

Discretizando a Eq. (4.28) na forma de diferenças finitas, obtém-se que:

$$(v\rho c)_{tubo} \left[ \frac{T_{tubo(t_{i+1})} - T_{tubo(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water}, \quad (4.63)$$

em que  $v$ ,  $\rho$  e  $c$  são o volume, a densidade e o calor específico do tubo, respectivamente,  $T_{tubo(t_{i+1})}$  é a temperatura do tubo no tempo futuro,  $T_{tubo(t_i)}$  é a temperatura do tubo no tempo presente, e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo.

Isolando a temperatura no tempo futuro do tubo, obtém-se que:

$$T_{tubo(t_{i+1})} = T_{tubo(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{tubo}} \right) (Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water}) \quad (4.64)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.64) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

#### 4.2.5 Quinta Camada- Isolamento

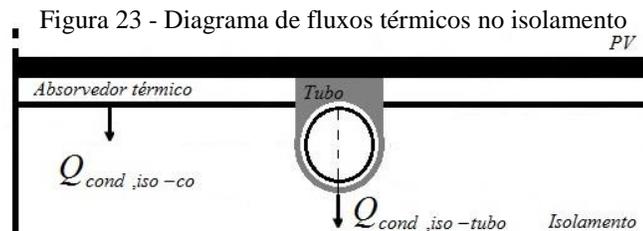
O balanço de energia que descreve o comportamento térmico dos fluxos no isolamento é:

$$(mc)_{iso} \frac{dT_{iso}}{dt} = Q_{cond,iso-co} + Q_{cond,iso-tubo} + Q_{conv,iso-ar}, \quad (4.65)$$

em que  $(mc)_{iso}$ ,  $T_{iso}$  são a massa, o calor específico e temperatura do isolamento, respectivamente.

Os termos à direita da igualdade representam os fluxos de calor atuantes no isolamento e são descritos a seguir.

Os fluxos de calor no isolamento, são originados da transferência de calor condutiva com o absorvedor térmico e o tubo, e a transferência convectiva com o ar, como pode se observar na figura 23.



Fonte: Elaborado pela autora

No balanço, o primeiro termo à direita da igualdade corresponde ao fluxo de energia, produto da troca condutiva que recebe o isolamento do absorvedor térmico, também exposta no balanço do absorvedor (Eq. (4.50)):

$$Q_{cond,iso-co} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{co-iso} (T_{co} - T_{iso}). \quad (4.66)$$

O segundo termo descreve o fluxo condutivo que chega ao isolamento do tubo, exposto também mais com direção oposta no balanço do tubo (Eq. (4.57)):

$$Q_{cond,tubo-iso} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{cond,tubo-iso} (T_{tubo} - T_{iso}). \quad (4.67)$$

Finalmente, o terceiro termo do balanço corresponde ao fluxo de calor convectivo fora do isolamento ao ambiente:

$$Q_{conv,iso-ar} = h_{ai} A (T_{amb} - T_{iso}), \quad (4.68)$$

em que  $h_{ai}$  é o coeficiente convectivo entre o ar e o isolamento (Chow. T, 2003):

$$\frac{1}{h_{ai}} = \frac{\delta_{iso}}{2k_{iso}} + \frac{1}{h_{wind}}, \quad (4.69)$$

em que  $\delta_{iso}$  e  $k_{iso}$  são a espessura e a condutividade térmica do isolamento, respectivamente e  $h_{wind}$  é coeficiente convectivo do vento (Eq. (3.7)).

Organizando os termos, obtém-se:

$$h_{ai} = \frac{1}{\frac{\delta_{iso}}{2k_{iso}} + \frac{1}{h_{wind}}}. \quad (4.70)$$

Para o cálculo da temperatura do isolamento no tempo futuro se discretiza a Eq. (4.65) como é mostrado a seguir:

$$(v\rho c)_{iso} \left[ \frac{T_{iso(t_{i+1})} - T_{iso(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_{cond,iso-co} + Q_{cond,iso-tubo} + Q_{conv,iso-ar}, \quad (4.71)$$

em que  $v$ ,  $\rho$  e  $c$  são o volume, a densidade e o calor específico do isolamento, respectivamente  $T_{iso(t_{i+1})}$  é a temperatura do isolamento no tempo futuro,  $T_{iso(t_i)}$  é a temperatura do isolamento no tempo presente e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo.

Isolando a temperatura do isolamento para o tempo futuro, obtém-se que:

$$T_{iso(t_{i+1})} = T_{iso(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{iso}} \right) (Q_{cond,iso-co} + Q_{cond,iso-tubo} + Q_{conv,iso-ar}). \quad (4.72)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.72) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

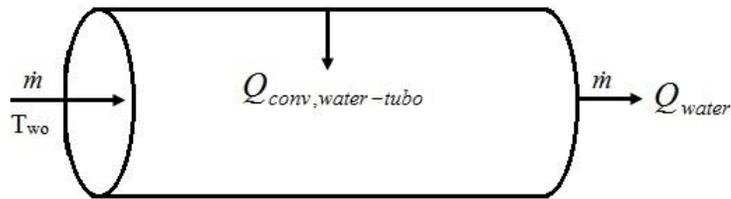
#### 4.2.6 Sexta Camada- Fluido de trabalho

O balanço de energia para a água é :

$$(mc)_{water} \frac{dT_{water}}{dt} = Q_{conv,water-tubo} + Q_{water}, \quad (4.73)$$

em que  $m$ ,  $c$  e  $T_{water}$  são a massa, o calor específico e a temperatura da água, respectivamente. Os termos à direita da igualdade representam os fluxos de calor que incidem na água e são descritos a seguir. A figura 24 apresenta o comportamento dos fluxos de energia no fluido de trabalho do coletor PV/T.

Figura 24 - Diagrama de fluxos térmicos no fluido de trabalho



Fonte: Elaborado pela autora

Para a análise da água, se considera que a temperatura da entrada ( $T_{wo}$ ) do fluido seja fixa.

O fluxo de energia convectivo entre o tubo e a água se define como:

$$Q_{conv,water-tubo} = h_{water} A_{tubo-water} (T_{tubo} - T_{water}), \quad (4.74)$$

em que  $A_{tubo-water}$  é a área lateral do cilindro indicada na Eq. (4.60) e  $h_{water}$  é o coeficiente convectivo determinado pela Eq. (4.61). O fluxo de massa é descrito pela seguinte expressão:

$$Q_{water} = \dot{m} c_{water} (T_{wo} - T_{water}), \quad (4.75)$$

em que  $\dot{m}$  e  $c$  são a vazão mássica e o calor específico da água,  $T_{wo}$  é a temperatura da entrada do fluido.

Discretizando a Eq. (4.73) para calcular a temperatura da água no tempo futuro, tem-se que:

$$(mc)_{water} \left[ \frac{T_{water(t_{i+1})} - T_{water(t_i)}}{\Delta t} \right] = Q_{conv,water-tubo} + Q_{water}, \quad (4.76)$$

em que  $T_{water(t_{i+1})}$  é a temperatura da água no tempo futuro,  $T_{water(t_i)}$  é a temperatura da água no tempo presente e  $\Delta t$  é o diferencial do tempo. Isolando a temperatura da água no tempo futuro, tem-se que:

$$T_{water(t_{i+1})} = T_{water(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(mc)_{water}} \right) (Q_{conv,water-tubo} + Q_{water}). \quad (4.77)$$

Todos os termos à direita da Eq. (4.77) que envolvem valores de temperaturas são avaliados no tempo presente ( $t_i$ ).

A tabela 5 contém um resumo das equações diferenciais de cada camada.

Tabela 5 - Resumo do balanço de energia do coletor PV/T

Camadas	Balanço de energia
Vidro	$(mc)_g \frac{dT_g}{dt} = Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv}$
Módulo fotovoltaico	$(mc)_{pv} \frac{dT_{pv}}{dt} = Q_{pv} + Q_{rad,pv-g} + Q_{conv,pv-g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo}$
Absorvedor térmico	$(mc)_{co} \frac{dT_{co}}{dt} = Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{cond,co-iso}$
Tubo	$(mc)_{tubo} \frac{dT_{tubo}}{dt} = Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water}$
Isolamento	$(mc)_{iso} \frac{dT_{iso}}{dt} = Q_{cond,iso-co} + Q_{cond,iso-tubo} + Q_{conv,iso-ar}$
Água	$(mc)_{water} \frac{dT_{water}}{dt} = Q_{cond,water-tubo} + Q_{water}$

Já a tabela 6 mostra o resumo das equações diferenciais discretizadas.

Tabela 6 - Resumo das equações discretizadas do coletor PV/T

Camadas	Equações discretizadas
Vidro	$T_{g(t_{i+1})} = T_{g(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_g} \right) (Q_g + Q_{conv,g-ar} + Q_{rad,g-ar} + Q_{rad,g-pv} + Q_{conv,g-pv})$
Módulo PV	$T_{pv(t_{i+1})} = T_{pv(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{pv}} \right) (Q_{pv} + Q_{rad,pv-g} + Q_{conv,pv-g} + Q_{cond,pv-co} + Q_{cond,pv-tubo})$
Absorvedor Térmico	$T_{co(t_{i+1})} = T_{co(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{co}} \right) (Q_{cond,co-pv} + Q_{cond,co-tubo} + Q_{cond,co-iso})$
Tubo	$T_{tubo(t_{i+1})} = T_{tubo(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{tubo}} \right) (Q_{cond,tubo-co} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} + Q_{conv,tubo-water})$
Isolamento	$T_{iso(t_{i+1})} = T_{iso(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(v\rho c)_{iso}} \right) (Q_{cond,iso-co} + Q_{cond,iso-tubo} + Q_{conv,iso-ar})$
Água	$T_{water(t_{i+1})} = T_{water(t_i)} + \left( \frac{\Delta t}{(mc)_{water}} \right) (Q_{con,water-tubo} + Q_{water})$

### 4.3. PROGRAMA DESENVOLVIDO

#### 4.3.1 Condições de Contorno

Para a análise do modelo, se assumiu as seguintes condições:

- Regime transitório.

- Modelo unidimensional.
- A taxa do fluxo de massa do fluido de trabalho é a mesma em todas as seções dos tubos.
- As propriedades termofísicas dos materiais (vidro, painel PV, absorvedor e o isolamento térmico) são independentes da temperatura.
- Condução unidimensional.
- A temperatura inicial do sistema foi de 22°C.
- A temperatura da entrada do fluido é constante e igual a 22 °C.
- A inclinação ( $\beta$ ) do coletor PV/T é equivalente à latitude ( $\phi$ ) de cada cidade em direção norte.
- Escoamento laminar com propriedades constantes na região plenamente desenvolvida.
- A análise do comportamento da célula fotovoltaica na geração de energia elétrica será superficial já que o modelo é baseado na fundamentação térmica.

#### 4.3.2 Método numérico e simulação

A tarefa do método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes na equação por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. O primeiro passo para a obtenção das equações aproximadas é promover a discretização do domínio de interesse; ao contrario de uma solução analítica, que permite a determinação da temperatura em qualquer ponto de interesse no meio, a solução numérica permite a determinação da temperatura em pontos discretos. Pelo qual devemos discretizar a região em pequenas regiões especificando para cada uma num ponto de referencia localizado no centro.

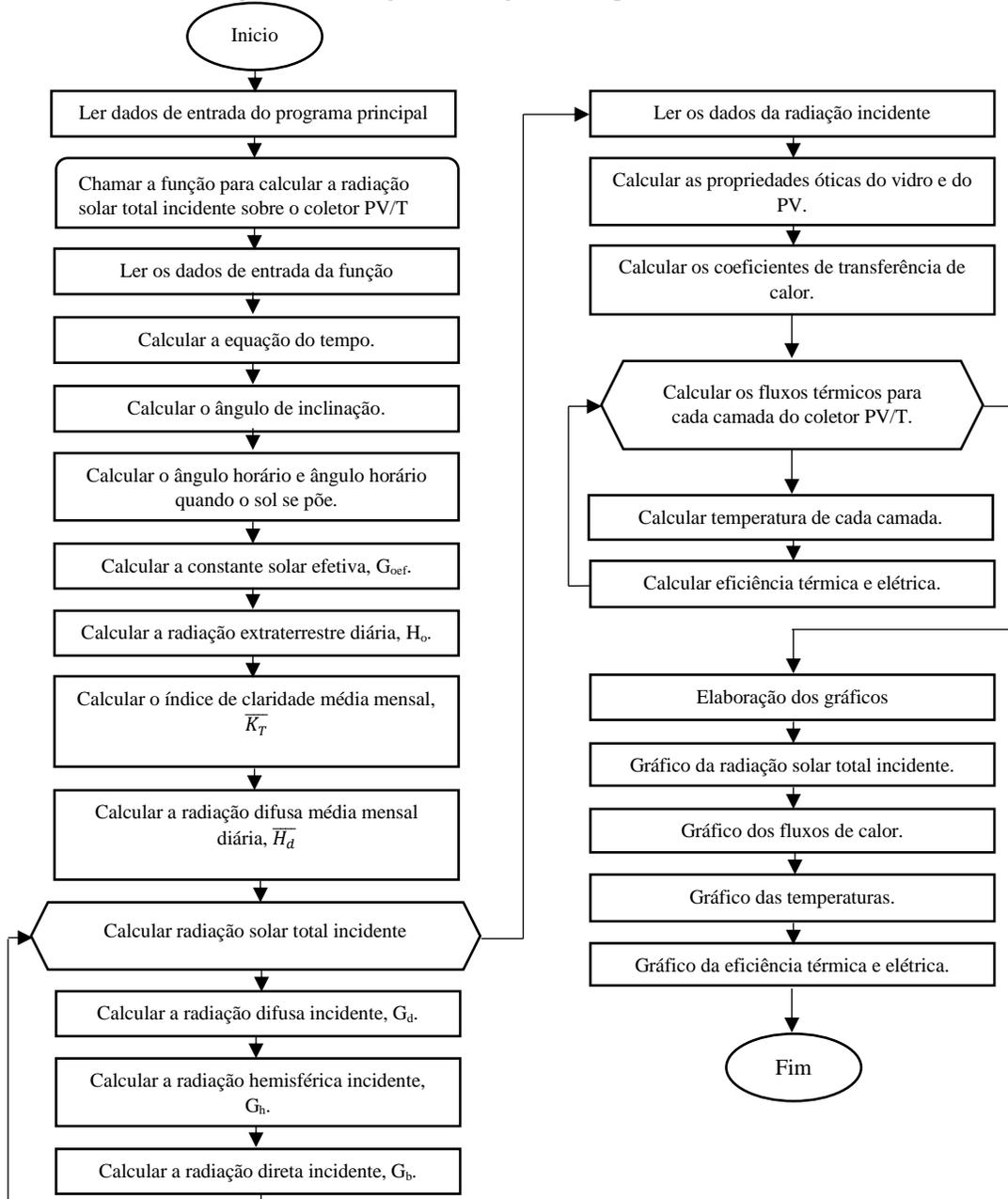
Considerando a premissa anterior foi construída um algoritmo numérico na plataforma Matlab a partir das equações discretizadas mostradas no balanço de energia para cada camada. O algoritmo permite simular o funcionamento de coletores PV/T em função da radiação solar incidente e da temperatura ambiente variando ao longo do dia para diferentes localizações geográficas. A simulação permite determinar os fluxos de energia térmica e as temperaturas em cada camada do coletor e em função destes valores são determinadas as eficiências térmica e elétrica, a potência elétrica e o coeficiente global de perdas por calor do sistema.

No início do programa o usuário deve determinar os parâmetros para a simulação: tempo inicial, final e o intervalo de tempo dos dados de radiação. Em seguida são ingressadas as características

inicias do sistema: dimensões das camadas e propriedades termofísicas dos materiais e fluidos e por último se especificam os dados geográficos das cidades de estudo: latitude, longitude, velocidade do vento, temperatura média, máxima e mínima e radiação hemisférica mensal diária.

O programa usa os dados medidos de radiação hemisférica mensal diária, temperaturas (média, máxima e mínima) e localização geográfica do local para calcular a partir de subrotinas a radiações (direta, difusa e hemisférica) que constituem a radiação solar incidente sobre uma superfície e a temperatura do ar do ambiente exterior durante um dia de um mês específico. A partir desses valores simulados é calculado com outra subrotina as temperaturas e fluxos de calor das camadas ao longo do dia. Obtendo assim como saída do programa a eficiência térmica e elétrica do PV/T. A figura 25 mostra o fluxograma do algoritmo numérico.

Figura 25- Fluxograma do algoritmo implementado em Matlab.



Para o programa uso-se 90000 intervalos com um tempo de 0,96 sg para cada uno. A validação do programa não é feita devido que a maioria da literatura baseada para esta pesquisa apresenta dados meteorológicos incompletos os quais são indispensáveis na avaliação do algoritmo.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos pelas simulações baseadas na modelagem exposta no capítulo 4. Inicialmente se descreve os dados usados na entrada do programa: dia e mês de estudo, características e propriedades termofísicas das camadas, e as cidades de estudo. Após são mostradas e comparadas as radiações solares incidentes e as temperaturas do ar do ambiente exterior obtidas para cada cidade. Em seguida, será discutido o comportamento dos fluxos de calor, temperaturas de cada camada e desempenho térmico e elétrico. Finalmente será analisada a influência do ângulo de inclinação e a vazão mássica do fluido.

### 5.1. DADOS DE ENTRADA

Todo o estudo é feito para o 14 de novembro. O mês foi escolhido posto que apresenta a maior radiação hemisférica média mensal diária durante o ano para quase todas as cidades de estudo.

Os critérios para escolher as cidades foram: a região e o comportamento da radiação hemisférica durante o ano. Os dados da radiação foram coletados pelo Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e expostos por Galindo (2015) e podem ser encontrados no Anexo 1. A tabela 7 mostra as cidades brasileiras escolhidas com seus respectivos climas.

Tabela 7- Estudos de caso-cidades

Região / Estado	Cidade	Clima	Radiação hemisférica diária (MJ/m <sup>2</sup> ) Mês 11
Nordeste/ PE	Recife	Litorâneo	23
Centro Oeste/MT	Cuiabá	Tropical	20
Sudeste/MG	Belo Horizonte	Tropical de Altitude	17,9
Nordeste/RN	Natal	Litorâneo	24,7
Sur/RS	Porto Alegre	Sub Tropical	19,9
Norte/AC	Rio Branco	Equatorial	21,9

### 5.1.1 Dimensões e propriedades termofísicas

O coletor analisado foi do tipo placa plana, com água como fluido de trabalho. A escolha desta geometria se diu por ser a mais comum no mercado mundial de coletores híbridos. Suas medidas e as propriedades termofísicas dos materiais foram tomadas da compilação de vários trabalhos expostos em artigos e resumos na tabela 8.

Tabela 8 - Propriedades e dimensões do vidro

Camada	Propriedades/ Dimensões			Referência
Vidro	A	Área superficial do coletor (m <sup>2</sup> )	2	(Bhattarai <i>et al.</i> , 2012)
	L	Comprimento (m)	2	
	$\rho_g$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	2200	
	$\varepsilon_g$	Emissividade (-)	0,88	
	$\Lambda$	Coefficiente de extinção (/m)	32	(Duffie & Beckman, 2013)
	$R_g$	Índice de Refração (-)	1,526	(Bhattarai, <i>et al.</i> , 2012)
	$c_g$	Calor específico (J/kgK)	670	
	$\delta_g$	Espessura (m)	0,0023	(Duffie e Beckman, 2013)

O módulo fotovoltaico é composto por células de silício de tipo policristalino, que tem as características listadas na tabela 9.

Tabela 9 - Propriedades do módulo fotovoltaico (PV)

Camada	Propriedades			Referência
Painel fotovoltaico	$\varepsilon_{pv}$	Emissividade (-)	0,96	(Pierrick, 2015)
	$\alpha_{pv}$	Absortância (-)	0,94	
	$n_{ref}$	Eficiência célula de referência (%)	17,3	(Bhattarai <i>et al.</i> , 2012)
	$\beta_{ref}$	Coefficiente de temperatura (/K)	0,00053	(Duffie e Beckman, 2013)
	$P$	Fator de preenchimento (-)	0,804	(Bhattarai <i>et al.</i> , 2012)
	$\delta_{pv}$	Espessura (m)	0,0002	(Bhattarai <i>et al.</i> , 2012)

	$k_{pv}$	Condutividade térmica (W/mK)	148	(Pierrick, 2015)
	$c_{pv}$	Calor específico (J/kgK)	700	
	$\rho_{pv}$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	2330	

O absorvedor térmico recebe energia do módulo fotovoltaico e a transfere para o escoamento nos tubos. Normalmente o material mais comum para o absorvedor é o cobre devido a sua boa condutividade térmica (380 W/mK) em comparação com o alumínio (160 W/mK) e o aço (50 W/mK). A tabela 10 apresenta as principais propriedades termofísicas e dimensões do absorvedor.

Tabela 10 - Propriedades do absorvedor térmico

Camada	Propriedades			Referência
Placa de cobre	$k_c$	Condutividade térmica (W/mK)	380	(Aste, 2014)
	$c_c$	Calor específico (J/kgK)	350	
	$\rho_c$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	8920	
	$\delta_c$	Espessura (m)	0,003	

O material dos tubos é o mesmo do absorvedor térmico. Por tanto tem as mesmas propriedades termofísicas. A tabela 11 mostra os valores de dimensões do tubo e do arranjo.

Tabela 11 - Medidas dos tubos

Camada	Medidas			Referência
Tubos de cobre	$D_o$	Diâmetro externo (m)	0,01	(Bhattarai <i>et al.</i> , 2012)
	N	Número de Tubos	10	
	W	Espaço entre tubos (m)	0,1	
	$\delta_{tubo}$	Espessura (m)	0,001	

Na tabela 12 são apresentadas as propriedades e espessura do isolamento usado para reduzir as perdas de calor.

Tabela 12 – Propriedades e espessura do isolamento

Camada	Propriedades			Referência
Isolamento	$k_{iso}$	Condutividade térmica (W/mK)	0,034	(Bhattarai, <i>et al.</i> , 2012)

	$C_{iso}$	Calor específico (J/kgK)	670	
	$\rho_{iso}$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	20	
	$\delta_{iso}$	Espessura (m)	0,05	(Rejet, <i>et al.</i> , 2015)

Outros parâmetros usados na modelagem do coletor PV/T são expostos na tabela 13. A placa adesiva EVA é um polímero de proteção do módulo PV que suporta temperaturas extremas do ambiente exterior tanto no inverno como no verão.

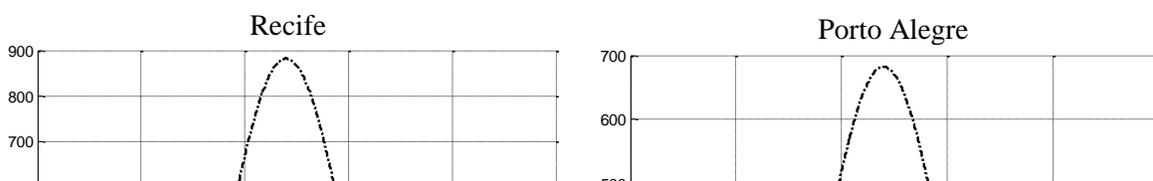
Tabela 13 - Propriedades adicionais dos materiais

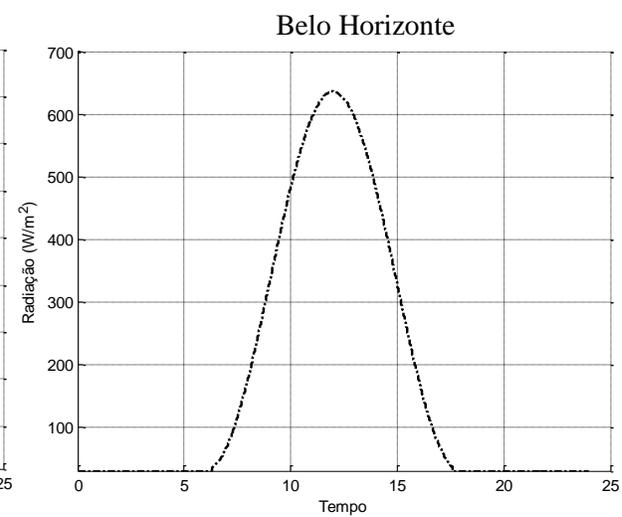
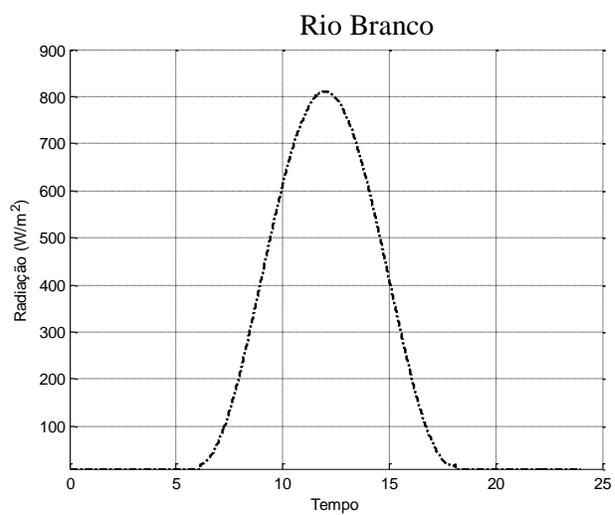
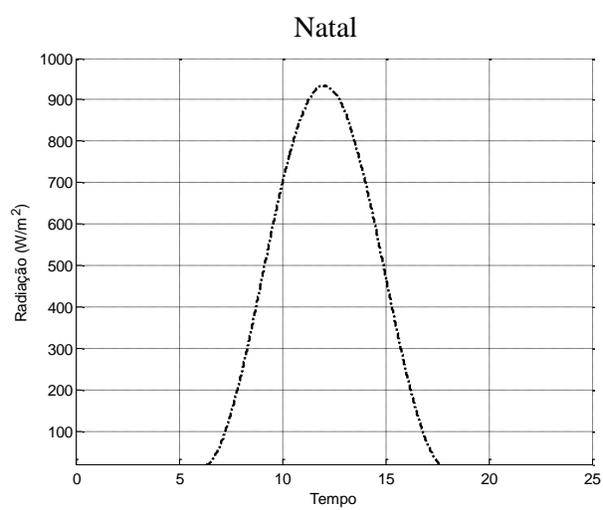
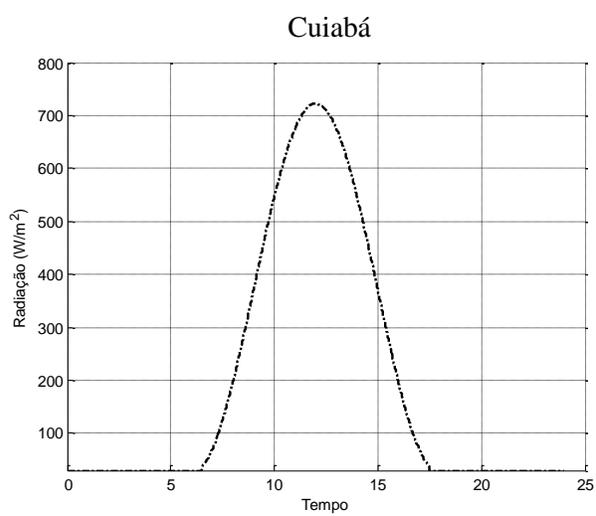
Material	Medidas			Referência
Ar	$\delta_{ar}$	Separação vidro e PV (m)	0,02	(Pierrick, 2015)
	$\alpha_{ar}$	Difusividade do ar (m <sup>2</sup> /s)	$25,164 \times 10^{-6}$	(Incropera, 2008)
	$\nu_{ar}$	Viscosidade Cinética (m <sup>2</sup> /s)	$17,70 \times 10^{-6}$	
	$k_{ar}$	Condutividade térmica (W/mK)	$27,63 \times 10^{-3}$	
Eva	$\delta_{ad}$	Espessura da placa adesiva (m)	0,00046	(Pierrick, 2015)
	$k_{ad}$	Condutividade térmica (W/mK)	0,35	
Água	$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)	0,005	(Chow T. , 2003)

## 5.2. RADIAÇÃO SOLAR E TEMPERATURA DO AR DO AMBIENTE EXTERIOR

A figura 26 mostra a distribuição de radiação solar incidente no coletor em seis localizações geográficas do Brasil. Para o caso desta simulação, se usou uma inclinação do coletor PV/T equivalente à latitude com direção ao norte (N) de cada cidade. Os resultados mostram que as cidades com maior radiação solar para o 14 de novembro foram Natal (934 W/m<sup>2</sup>), Recife (859 W/m<sup>2</sup>) e Rio Branco (810 W/m<sup>2</sup>). As de menores níveis de radiação são Porto Alegre (682 W/m<sup>2</sup>) e Belo Horizonte (635 W/m<sup>2</sup>). Cuiabá pode se considerar com um valor intermediário de radiação solar (722 W/m<sup>2</sup>).

Figura 26 - Radiação solar global incidente para o mês de novembro.





Fonte: Elaborado pela autora

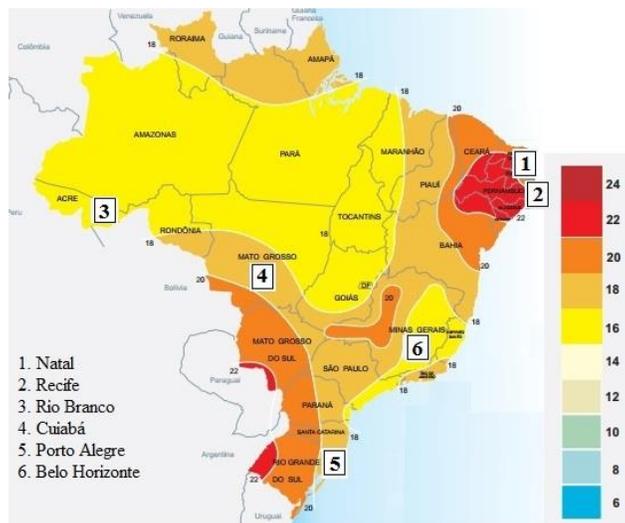
Os valores da tabela 14 comparam-se os valores de radiação extraterrestre diária ( $H_0$ ) simulados com os medidos para o dia 14 de novembro. Os dados medidos são obtidos por Ari (1985). O erro calculado para cada cidade é mínimo na ordem de  $10^{-3}$ , mostrando assim uma boa aproximação nos dados simulados.

Tabela 14 - Radiação extraterrestre diária ( $H_0$ )

Cidade	$H_0$ Simulada (MJ/m <sup>2</sup> )	$H_0$ obtida po Ari (1985) (MJ/m <sup>2</sup> )	Erro (%)
Recife	38,79	38,94	0,0038
Cuiabá	40,45	40,65	0,0049
Belo Horizonte	41,13	41,35	0,0053
Natal	38,22	38,36	0,0036
Porto Alegre	41,90	42,18	0,0066
Rio Branco	39,27	38,46	0,0049

A figura 27 mostra o mapa de radiação global diária, média mensal do mês de novembro para todo Brasil. É importante ressaltar que as cidades com maior radiação global diária, média mensal para o mês de novembro são Natal e Recife pertencentes à região nordeste identificada com o número 1 e 2, e as de menor radiação solar, Porto Alegre com o número 5 e Belo horizonte com o número 6 pertencentes ao sul e sudeste, respectivamente.

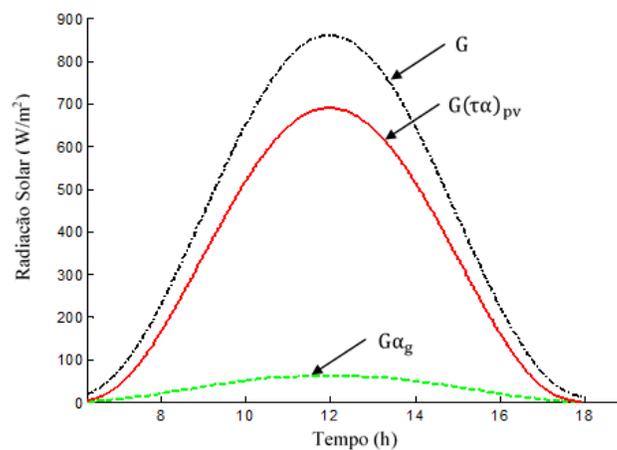
Figura 27 - Radiação solar global diária, média mensal do mês de novembro (MJ/m<sup>2</sup>.dia)



Fonte: (Tiba, 2000)

A figura 28 apresenta o comportamento da fração de radiação absorvida pelo vidro e pelo módulo fotovoltaico ao longo do dia, para a cidade de Recife. Observa-se que  $62,38 \text{ W/m}^2$  da radiação solar foi absorvida pelo ( $G\alpha_g$ ) vidro e  $690,22 \text{ W/m}^2$  pelo módulo PV ( $G(\tau\alpha)_{pv}$ ), o que corresponde ao 7% e 80% do total de radiação incidente  $G$  ( $859 \text{ W/m}^2$ ) respectivamente.

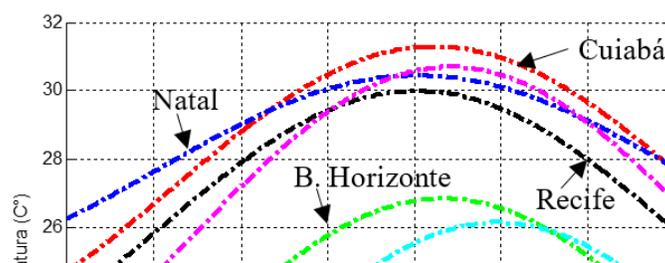
Figura 28 – Radiação solar incidente no coletor PV/T



Fonte: Elaborado pela autora

A temperatura instantânea do ar do ambiente externo para o mês de novembro foi calculada mediante a Eq. (3.12), usando as medições de temperatura média, máxima e mínima dispostas no anexo 1 para cada cidade. A figura 29 mostra a simulação desta temperatura para as seis cidades de estudo. Os resultados mostram que Cuiabá é a cidade que apresenta a maior temperatura instantânea do ar ambiente externo ( $31,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ), seguida de Rio Branco ( $30,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ), Natal ( $30,4$ ) e Recife ( $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Porto Alegre ( $26,15 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e Belo Horizonte ( $26,85 \text{ }^\circ\text{C}$ ) são as cidades com menores temperaturas. É importante ressaltar que o comportamento da temperatura ambiente pode afetar o rendimento do coletor PV/T.

Figura 29 - Temperaturas instantanea do ar do ambinete externo



Fonte: Elaborado pela autora

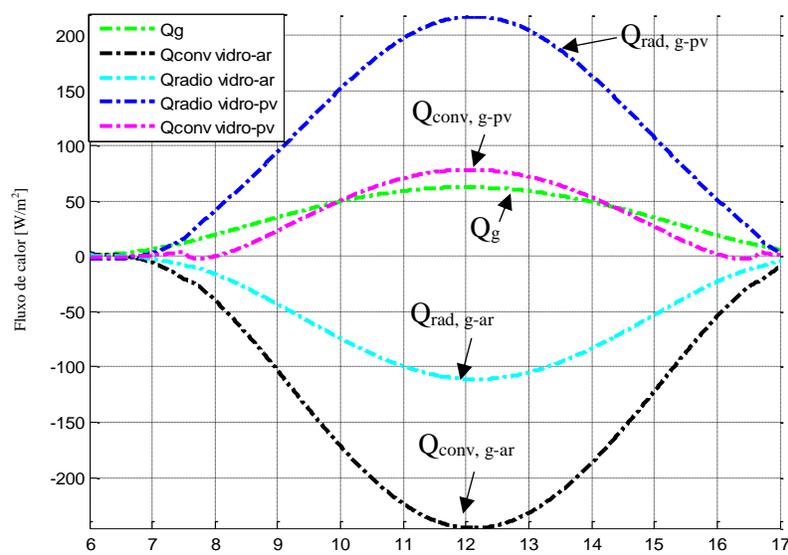
### 5.3. FLUXOS E TEMPERATURAS PARA CADA CAMADA

São apresentados os fluxos de calor que interagem em cada camada do coletor PV/T para a cidade de Recife. Os comportamentos dos fluxos de calor para as outras cidades são equivalentes em proporção à radiação incidente das mesmas.

#### 5.3.1 Cobertura do vidro

A figura 30 mostra o comportamento dos fluxos de energia devido à transferência de calor convectiva e radiativa na parte interna e externa do vidro durante o dia. O calor absorvido pelo vidro ( $Q_g$ ) e a transferência de calor convectiva e radiativa entre o módulo e a cobertura ( $Q_{conv,g-pv}$  e  $Q_{rad,g-pv}$ , respectivamente) são os fluxos de calor que entram no volume do controle do vidro. Enquanto, a troca de calor convectiva e radiativa ( $Q_{conv,g-ar}$  e  $Q_{rad,g-ar}$ ) entre o vidro e o ambiente exterior respondem aos fluxos de calor que saem do volume do controle do vidro.

Figura 30 - Fluxos de calor no vidro ao longo do dia



Fonte: Elaborado pela autora

A tabela 15 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

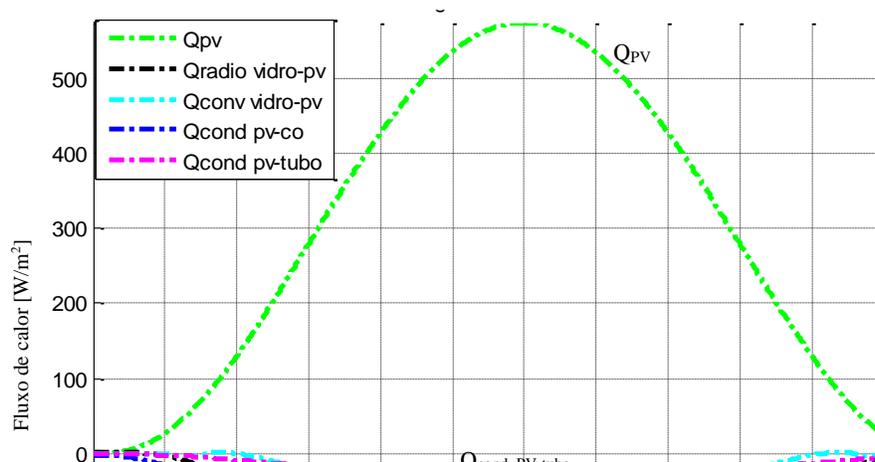
Tabela 15- Fluxos na cobertura do vidro

Fluxos de calor entrantes ao vc	Valores máximos atingidos	Total fluxos
$Q_{\text{rad,g-ar}}$	216 W/m <sup>2</sup>	356 W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{conv,g-pv}}$	78 W/m <sup>2</sup>	
$Q_g$	62 W/m <sup>2</sup>	
Fluxos de calor saíntes ao vc		
$Q_{\text{conv,g-ar}}$	-111 W/m <sup>2</sup>	-356 W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{rad,g-ar}}$	-245 W/m <sup>2</sup>	

### 5.3.2 Módulo PV

A figura 31, evidencia o comportamento dos fluxos de calor, resultantes da transferência de calor convectiva, radiativa e condutiva entre o módulo fotovoltaico e outras camadas. O calor absorvido pelo módulo após múltiplas reflexões é o fluxo que entra no volume do controle do PV indicado no gráfico como  $Q_{\text{pv}}$ , enquanto que a troca de calor convectiva e radiativa entre o módulo PV e o vidro ( $Q_{\text{conv,g-pv}}$  e  $Q_{\text{rad,g-pv}}$ , respectivamente), a transferência de calor condutiva entre o módulo PV, o absorvedor ( $Q_{\text{cond,pv-co}}$ ) e o tubo ( $Q_{\text{cond,pv-tubpo}}$ ) correspondem aos fluxos de calor que saem do volume do controle do PV.

Figura 31 - Fluxo de calor no módulo fotovoltaico



Fonte: Elaborado pela autora

A tabela 16 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle do PV evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

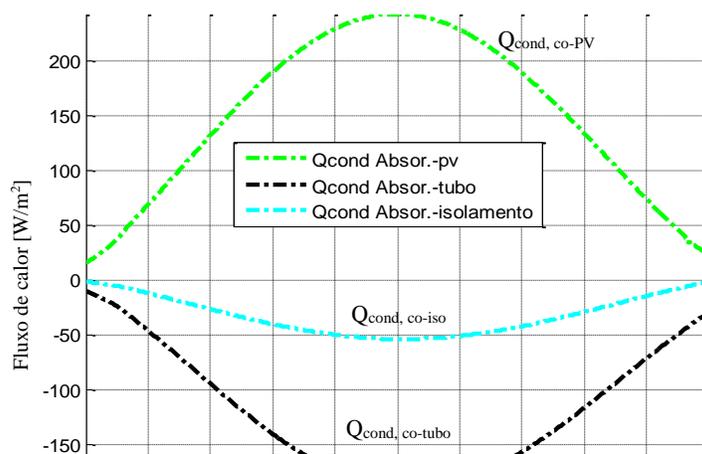
Tabela 16 - Fluxos no módulo PV

Fluxos de calor entrantes ao vc	Valores máximos atingidos	Total fluxos
$Q_{pv}$	$573 \text{ W/m}^2$	$573 \text{ W/m}^2$
<b>Fluxos de calor saíntes ao vc</b>		
$Q_{\text{conv,g-pv}}$	$-78 \text{ W/m}^2$	$-573 \text{ W/m}^2$
$Q_{\text{rad,g-pv}}$	$-217 \text{ W/m}^2$	
$Q_{\text{cond,pv-co}}$	$-243 \text{ W/m}^2$	
$Q_{\text{cond,pv-tubo}}$	$-35 \text{ W/m}^2$	

### 5.3.3 Absorvedor térmico

A figura 32 apresenta os comportamentos dos fluxos térmicos condutivos que entram e saem do absorvedor térmico durante o dia. A troca de calor condutiva entre o absorvedor e o PV representa o fluxo de energia que entra no volume de controle (VC) do absorvedor ( $Q_{\text{cond, co-pv}}$ ). Enquanto os fluxos de calor condutivos que saem do VC do absorvedor para o tubo ( $Q_{\text{cond, co-tubo}}$ ) e o isolamento ( $Q_{\text{cond, co-iso}}$ ).

Figura 32 - Fluxo de calor no absorvedor térmico ao longo do dia



Fonte: Elaborado pela autora

A tabela 17 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle do PV evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

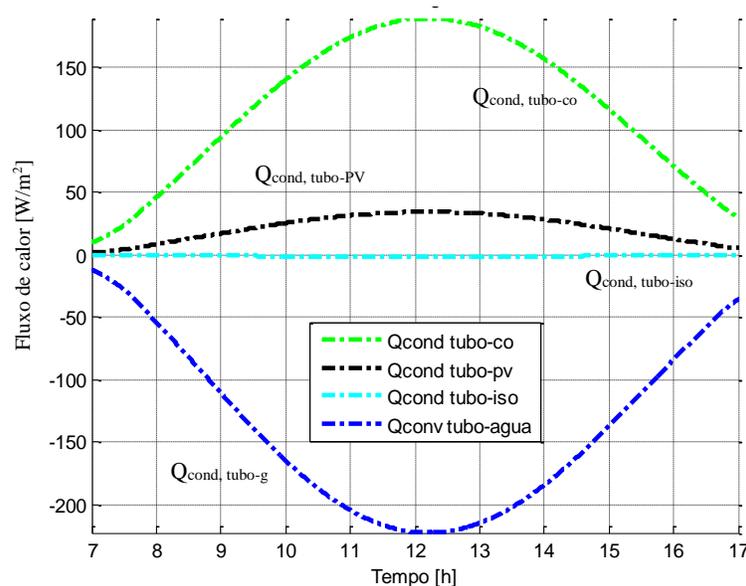
Tabela 17 - Fluxos no absorvedor térmico

Fluxos de calor entrantes ao vc	Valores máximos atingidos	Total fluxos
$Q_{\text{cond,pv-co}}$	243 W/m <sup>2</sup>	243 W/m <sup>2</sup>
<b>Fluxos de calor saíntes ao vc</b>		
$Q_{\text{cond,co-tubo}}$	-189 W/m <sup>2</sup>	-242 W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{cond,co-iso}}$	-53 W/m <sup>2</sup>	

#### 5.3.4 Tubo

A figura 33 reproduz os fluxos de calor condutivo e convectivo que troca o tubo para seus arredores ao longo do dia. As trocas de calor condutivas do absorvedor e o PV para o tubo representam os fluxos de calor que entram no volume de controle do tubo e são indicados pelas expressões  $Q_{\text{cond, tubo-co}}$  e  $Q_{\text{cond, tubo-pv}}$ , respectivamente. Enquanto os fluxos de calor condutivos que saem do VC do tubo para o isolamento e a água são representados por  $Q_{\text{cond, tubo-iso}}$  e  $Q_{\text{cond, tubo-water}}$ , respectivamente.

Figura 33 - Fluxo de calor no tubo



Fonte: Elaborado pela autora

A tabela 18 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle do PV evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

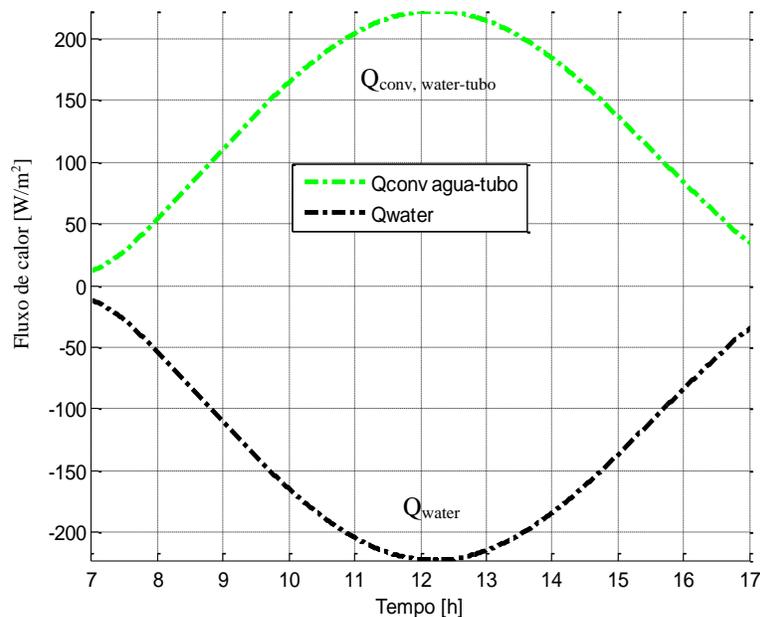
Tabela 18 - Fluxos no tubo

Fluxos de calor entrantes ao vc	Valores máximos atingidos	Total fluxos
$Q_{\text{cond,tubo-co}}$	$189 \text{ W/m}^2$	$223 \text{ W/m}^2$
$Q_{\text{cond,tubo-pv}}$	$34 \text{ W/m}^2$	
Fluxos de calor saíntes ao vc		
$Q_{\text{cond,tubo-water}}$	$-222 \text{ W/m}^2$	$-223.3 \text{ W/m}^2$
$Q_{\text{cond,tubo-iso}}$	$-1,3 \text{ W/m}^2$	

### 5.3.5 Fluido de trabalho

A figura 34 mostra o comportamento dos fluxos térmicos na água. O fluxo de energia que entra no VC indica a troca de calor convectiva entre o tubo e a água  $Q_{\text{conv, water-tubo}}$ . Enquanto, o fluxo de energia que sai do VC é representado pela curva negativa a qual indica o fluxo da massa ( $Q_{\text{water}}$ ).

Figura 34 - Fluxo de calor na água



Fonte: Elaborado pela autora

A tabela 19 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle do PV evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

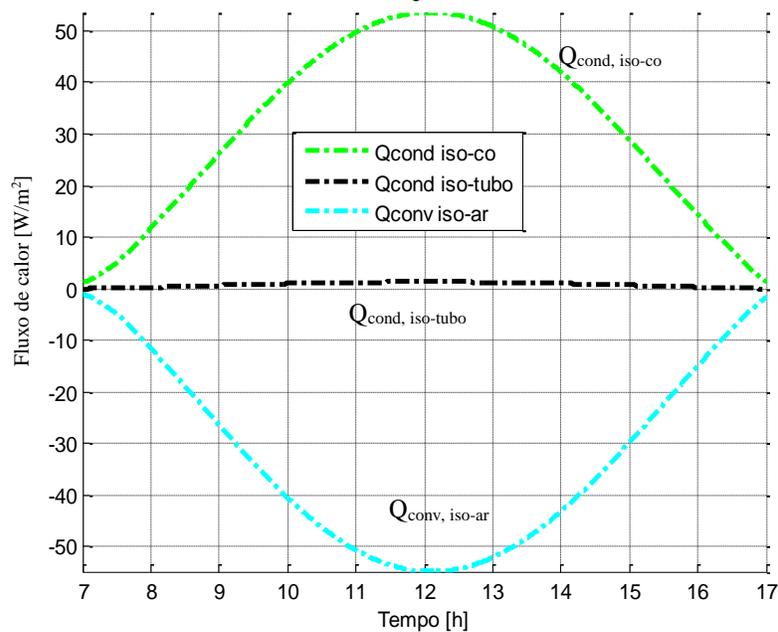
Tabela 19 - Fluxos na água

<b>Fluxos de calor entrantes ao vc</b>	<b>Valores máximos atingidos</b>	<b>Total fluxos</b>
$Q_{\text{conv,water-tubo}}$	222 W/m <sup>2</sup>	222 W/m <sup>2</sup>
<b>Fluxos de calor saíntes ao vc</b>		
$Q_{\text{cond,water}}$	-222 W/m <sup>2</sup>	-222 W/m <sup>2</sup>

### 5.3.6 Isolamento

A troca de radiação na parte inferior do coletor é desprezível. Além disso, a diferença de temperatura entre a superfície de embaixo do coletor PV/T e a vizinhança é insignificante. O comportamento da interação dos fluxos de calor condutivos e convectivos no isolamento durante o dia são apresentados na figura 35.

Figura 35 - Fluxo de calor no isolamento



Fonte: Elaborado pela autora

Os fluxos de energia que entram no VC do isolamento são representados pelas curvas positivas. Elas descrevem a troca de calor condutiva do absorvedor e o tubo para o isolamento ( $Q_{\text{cond, iso-co}}$  e  $Q_{\text{cond, iso-tubo}}$ , respectivamente). Enquanto, o fluxo de energia que sai do VC do isolamento representa a troca de calor do isolamento para o ambiente exterior e está indicada pela curva negativa ( $Q_{\text{conv, iso-ar}}$ ).

A tabela 20 mostra os fluxos que entram e saem do volume de controle do PV evidenciando a equivalência entre eles atendendo a lei da conservação da energia exposto na Eq. (4.23).

Tabela 20 - Fluxos no isolamento

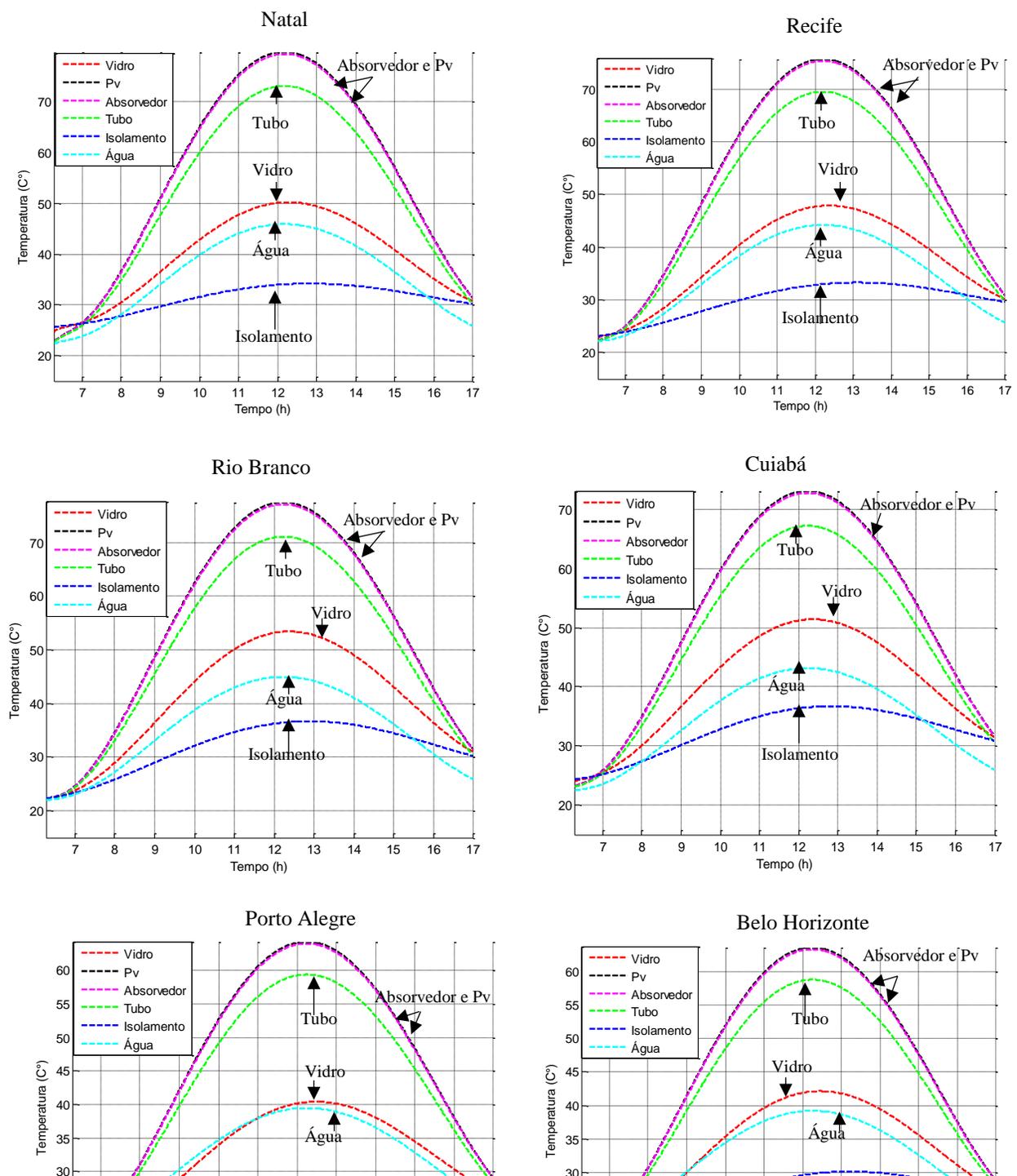
<b>Fluxos de calor entrantes ao vc</b>	<b>Valores máximos atingidos</b>	<b>Total fluxos</b>
$Q_{\text{cond, iso-co}}$	53 W/m <sup>2</sup>	54 W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{cond, iso-tubo}}$	1,3	
<b>Fluxos de calor saíntes ao vc</b>		-54 W/m <sup>2</sup>
$Q_{\text{conv, iso-ar}}$	-54 W/m <sup>2</sup>	

#### 5.4. TEMPERATURAS DAS CAMADAS DO COLETOR PV/T

A figura 36 expõe as temperaturas para cada camada do coletor PV/T, em seis cidades diferentes. Se evidencia que as temperaturas máximas do fluido de trabalho para todas as cidades variam em uma faixa de 40 até 45 °C. A geometria e a posição do módulo e do absorvedor, permitem uma boa transferência de calor condutiva, além disso seu comportamento é fundamentado no princípio da conservação da energia. Portanto, as temperaturas do absorvedor térmico e do módulo fotovoltaico são quase equivalentes, obtendo valores numa faixa de 75 °C até 78°C para as cidades como Natal, Recife, Rio Branco e Cuiabá, e de aproximadamente 67°C para Porto Alegre e Belo Horizonte. Ressaltando que as primeiras cidades apresentam maior radiação solar e temperatura ambiente que as duas últimas. Enquanto às temperaturas máximas do tubo se evidencia valores entre 70°C e 73°C para Natal, Rio Branco e Recife, 68 °C para Cuiabá e aproximadamente 58 °C para Porto Alegre e Belo Horizonte. Referente à cobertura do vidro esta mostra temperaturas máximas superiores a 50 °C em Rio Branco e Cuiabá, entre 48 ° C e 50° C para Recife e Natal, e 40°C

e 42 °C para Porto Alegre e Belo Horizonte respectivamente. A temperatura máxima do isolamento para Cuiabá e Rio Branco foi em torno de 37°C, 32°C para Recife e Natal, 30 °C e 28°C para Belo Horizonte e Porto Alegre, respectivamente. É importante notar que a temperatura da cobertura do vidro e do isolamento são afetadas principalmente pelo coeficiente convectivo do vento e a temperatura instantânea do ar do ambiente exterior de cada cidade.

Figura 36 - Temperaturas de cada camada do coletor PV/T



Fonte: Elaborado pela autora

### 5.5. COMPORTAMENTO DOS DESEMPENHOS

O comportamento das eficiências térmicas e elétricas dependem de algumas condições de operação do coletor PV/T, tais como: taxa de fluxo de massa, temperatura da entrada do fluido, espaçoes e diâmetro dos tubos, a radiação solar incidente, o ângulo de inclinação do coletor, o coeficiente condutivo entre o módulo e o absorvedor térmico, etc.

A tabela 21 mostra que as cidades com maiores níveis de radiação solar como Natal e Recife apresentam menores desempenhos térmicos, comparado com outras de baixa radiação como Cuiabá e Rio Branco. Mas, a eficiência térmica de Cuiabá e Porto Alegre têm um comportamento inverso, ou seja, Cuiabá sendo de maior radiação solar, obteve melhor eficiência que Porto Alegre. Portanto, não é possível afirmar que sempre ao aumentar a radiação solar, diretamente diminui o rendimento térmico. Mesmo assim, tem fatores do local que afetam estes rendimentos. A velocidade do vento, por exemplo é um deles, afetando diretamente o coeficiente convectivo entre o vidro e o ar exterior como mostra a Eq. (3.7). Voltando à última comparação, a velocidade do vento para Cuiabá é de 1,5 m/s e para Porto Alegre é 3,5 m/s. Sendo esta última a causa do aumento no coeficiente de transferência convectivo do vento ( $13,30 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), gerando um incremento no coeficiente de perdas global, que ao mesmo tempo influi no detrimento na eficiência térmica.

Tabela 21 - Desempenho do coletor PV/T

Cidade	Eficiência Térmica	Eficiência Elétrica	Eficiência Total	Radiação solar W/m <sup>2</sup>
Cuiabá	53,15 %	13,53 %	66,69 %	748
Rio Branco	52,04 %	13,5 %	65,54 %	834
Natal	50,86%	13,48 %	64,34 %	953
Recife	50,82 %	13,51 %	64,33 %	881
Belo horizonte	50,33 %	13,6 %	63,94 %	660
Porto Alegre	49,17 %	13,6 %	62,77 %	707

## 5.6. VARIAÇÃO DE PARAMETROS E COMPARAÇÕES

### 5.6.1 Ângulo de Inclinação

Com uma inclinação nula os valores da radiação apresentam um melhor comportamento para cada cidade, como mostra a tabela 22. Além disso, os valores concordam com as medições da radiação hemisférica diária. Entretanto, pode ocorrer o comportamento contrário em outros meses, ou seja, proporcionar maior aproveitamento da radiação incidente quando a inclinação é equivalente à latitude. Como foi o caso da cidade Belo Horizonte no mês de junho, sendo  $\beta=La$ , a radiação solar foi de 645 W/m<sup>2</sup> e para  $\beta=0$  diminuiu para 594 W/m<sup>2</sup>.

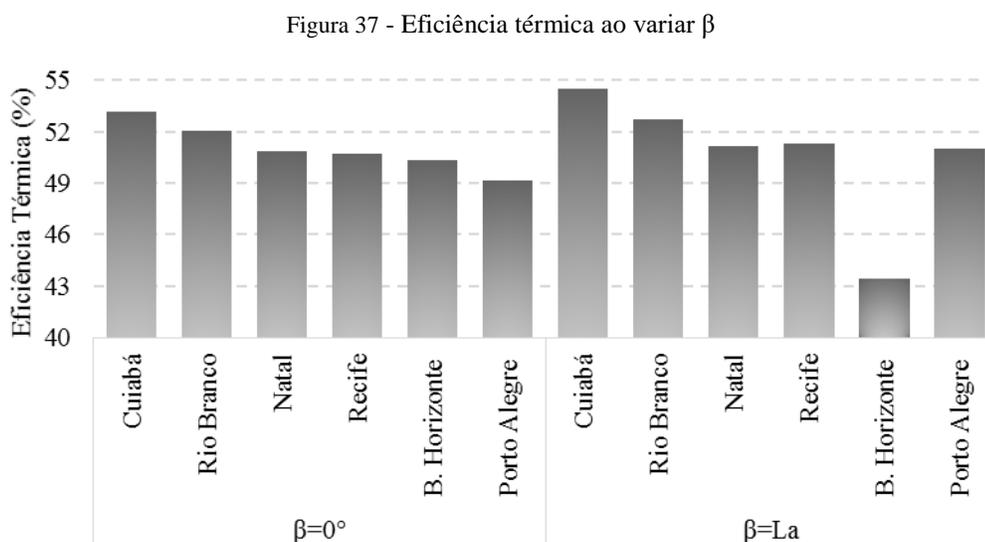
Tabela 22 - Máxima radiação ao longo do dia (14 de novembro)

Cidade	Máx. Radiação para $\beta=La$ [W/m <sup>2</sup> ]	Máx. Radiação para $\beta=0$ [W/m <sup>2</sup> ]	Taxa de variação (%)	Radiação hemisférica média mensal diária [MJ/m <sup>2</sup> ]
Natal	934	953	1,99	24,7
Recife	859	881	2,50	23
Rio Branco	810	834	2,88	21,9
Cuiabá	722	748	3,48	20
Porto Alegre	682	707	3,54	19,9
Belo Horizonte	635	660	3,79	17,9

O efeito do ângulo de inclinação em superfícies coletoras, é uma característica importante no desenho de sistemas de captação. Em vista disso, a seguir são apresentados os resultados obtidos

das eficiências, potência, temperaturas e coeficientes globais de perdas para cada cidade ao variar o ângulo de inclinação.

A figura 37 mostra que o coletor PV/T com melhor desempenho térmico para  $\beta=La$  e  $\beta=0$  foi para a cidade de Cuiabá atingindo valores de 53,15% e 54,48%, seguida por Rio Branco com 52,04% e 52,69%, respectivamente. Embora, Rio Branco possui a mesma velocidade do vento, 1,5 m/s que Cuiabá, este tem maior radiação incidente e maior coeficiente de perdas globais, o que poderia ser uma causa da diminuição de sua eficiência térmica.



Fonte: Elaborado pela autora

Da tabela 23 pode-se observar que os fatores que afetam o desempenho térmico do coletor PV/T para a cidade de Porto Alegre são a baixa radiação solar incidente, a temperatura do ar do ambiente exterior  $T_a$  e a velocidade do vento. Sendo esta última, a que afeta diretamente o coeficiente convectivo  $h_{wind}$  e o coeficiente de perda na superfície por calor  $U_t$ .

Belo Horizonte apesar de ter melhor rendimento térmico que Porto Alegre, é inferior comparada com outras cidades, devido a sua baixa radiação solar e temperatura do ar do ambiente exterior.

Recife e Natal apesar de ter uma variação notável na radiação solar incidente, apresentam quase as mesmas eficiências térmicas, causa provável por compartilhar a mesma região climática.

Tabela 23 - Características gerais das cidades para  $\beta=0$

Cidade	Radiação	Efi. Térmica	Velocidade	$h_{wind}$	$U_t$	$T_a$
Natal	953 W/m <sup>2</sup>	50,86 %	3,5 m/s	13,30 W/m <sup>2</sup> K	7,07 W/m <sup>2</sup> K	30,4 °C
Recife	881 W/m <sup>2</sup>	50,82 %	3,5 m/s	13,30 W/m <sup>2</sup> K	6,9 W/m <sup>2</sup> K	30 °C
Rio Branco	834 W/m <sup>2</sup>	52,04 %	1,5 m/s	7,30 W/m <sup>2</sup> K	6,05 W/m <sup>2</sup> K	30,7 °C
Cuiabá	748 W/m <sup>2</sup>	53,15 %	1,5 m/s	7,30 W/m <sup>2</sup> K	5,95 W/m <sup>2</sup> K	31,3 °C
Porto Alegre	707 W/m <sup>2</sup>	49,17 %	3,5 m/s	13,30 W/m <sup>2</sup> K	6,62 W/m <sup>2</sup> K	26,15 °C
Belo Horizonte	660 W/m <sup>2</sup>	50,33 %	2,5 m/s	10,31 W/m <sup>2</sup> K	6,20 W/m <sup>2</sup> K	26,85 °C

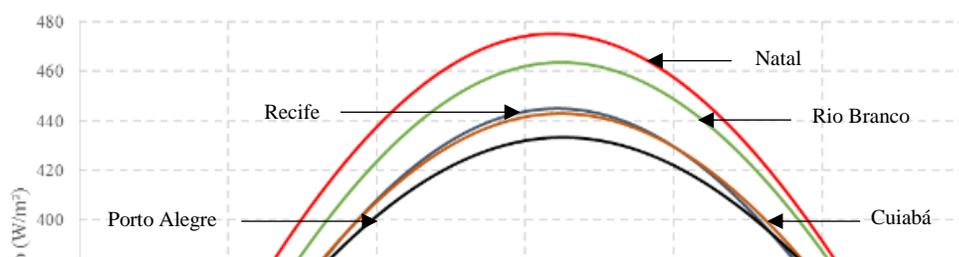
O coletor PV/T com a máxima temperatura do fluido de trabalho para  $\beta=La$  e  $\beta=0$ , foi localizado na cidade de Natal com uma taxa de variação muito pequena, indicando valores de temperatura quase iguais para as duas inclinações como é observado na tabela 24. E a de menor temperatura foi para Belo Horizonte obtendo uma taxa de variação (TV) de 4,26%. Este comportamento das temperaturas e as taxas de variação corresponde de maneira geral aos valores de radiação solar incidente de cada local. No entanto, Belo Horizonte apesar de ter a menor temperatura e radiação solar não tem a maior taxa de variação, a qual é obtida por Porto Alegre, evidenciando a influência de outros fatores, como a velocidade do vento, a temperatura ambiente, e os fluxos de calor.

Tabela 24 - Temperaturas máxima da água ao variar a inclinação do coletor PV/T

Cidade	Temperatura		TV%
	$\beta=0$	$\beta=La$	
Natal	45,91	45,87	-0,09%
Rio Branco	44,98	45,24	0,58%
Recife	44,21	44,35	0,32%
Cuiabá	43,16	43,87	1,65%
Porto Alegre	39,49	43,42	9,95%
Belo horizonte	39,21	40,88	4,26%

Na figura 38 é mostrado o comportamento do fluxo de calor na água. Comparando os valores da temperatura com os valores do fluxo de energia da água pode se ver que o calor transferido por convecção para a água é aproximadamente proporcional à temperatura do fluido de trabalho (Lei de resfriamento do Newton).

Figura 38 - Comportamento do fluxo de energia da água.



Fonte: Elaborado pela autora

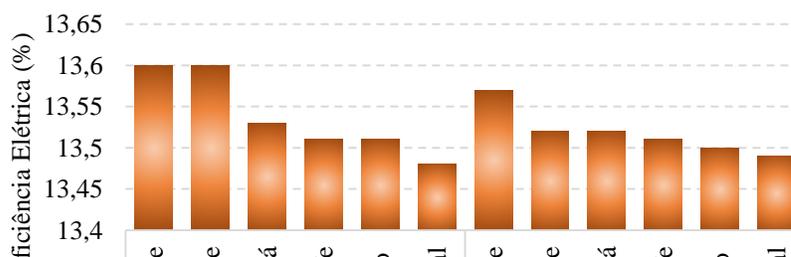
A tabela 25 mostra uma diminuição na potência elétrica do coletor PV/T, para uma inclinação equivalente à latitude, obtendo a maior taxa de variação na cidade de Porto Alegre. A ordem de grandeza para cada cidade é fundamentada na Eq. (3.38), mostrando sua dependência direta no valor de radiação solar e eficiência elétrica. Não obstante, a influência da eficiência elétrica, em coletores PV/T localizados em cidades com valores de radiação superiores a  $750 \text{ W/m}^2$  é quase desprezível.

Tabela 25 – Potência máxima do coletor PV/T ao variar  $\beta$

Cidade	Potência (W)		TV%
	$\beta=0$	$\beta=La$	
Natal	257	252	-1,95%
Recife	238	232	-2,52%
Rio Branco	225,33	218	-3,25%
Cuiabá	202,62	195,3	-3,61%
Porto Alegre	192,58	184,58	-4,15%
B. Horizonte	179,66	172,58	-3,94%

A eficiência elétrica como o indica a figura 39 mostra uma leve e quase desprezível redução no coletor PV/T localizado nas cidades de Cuiabá, Recife e Rio Branco com  $\beta=La$ . Porém, para Belo Horizonte e Porto Alegre a diminuição é mais notável. Caso contrário ocorre para o coletor PV/T localizado na cidade de Natal, onde se evidencia um incremento.

Figura 39 - Eficiência elétrica ao variar  $\beta$



Fonte: Elaborado pela autora

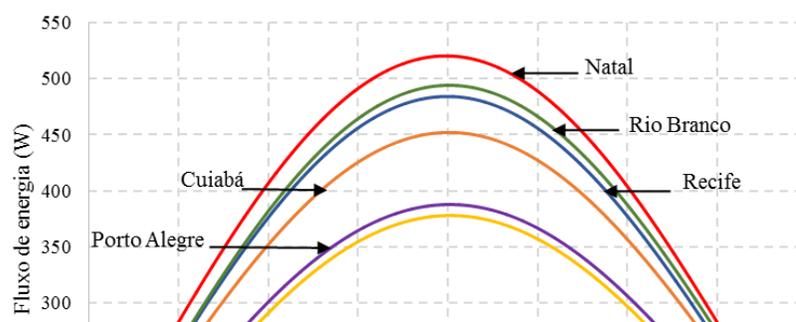
A temperatura no módulo PV para o coletor PV/T apresenta um t nuve incremento na taxa de variação para as cidades de Rio Branco e Recife. Mas, para Cuiabá, Porto Alegre e Belo Horizonte o aumento é mais considerável. Natal, pelo contrário, apresenta uma diminuição em sua temperatura, como se percebe na tabela 26.

Tabela 26 - Temperatura máxima do PV ao variar ao longo do dia.

Cidade	Temperatura �C		TV%
	$\beta=0$	$\beta=La$	
Natal	79,8	78,71	-1,37%
Rio Branco	77,54	78,17	0,81%
Recife	75,69	76,03	0,45%
Cuiabá	72,36	74,87	3,47%
Porto Alegre	70,48	73,79	4,70%
Belo Horizonte	62,87	67,64	7,59%

O comportamento da temperatura do módulo PV está diretamente relacionado com os fluxos de energia trocados com outras camadas, especialmente com o fluxo de calor condutivo entre o painel e o absorvedor térmico mostrados na figura 40, que tem como objetivo principal a diminuição da temperatura do módulo fotovoltaico através da absorção da energia “residual” que não foi transformada em eletricidade, mas sim em calor. Na continuação,   apresentada a taxa de fluxo transferido por condução do PV para o absorvedor ao longo do dia.

Figura 40 - Fluxo condutivo trocado entre o PV e o absorvedor durante o dia.



Fonte: Elaborado pela autora

O coeficiente global de perdas para o coletor PV/T é reduzido para inclinações equivalentes às latitudes das cidades como é mostrado na tabela 27. Natal e Recife são as cidades com menores variações em seus coeficientes, enquanto Cuiabá evidencia uma diminuição considerável. O comportamento das perdas é determinado pela Eq. (3.41), indicando que o coeficiente global é a soma dos coeficientes da parte superior, inferior e bordas. Sendo o primeiro o mais influente na ordem das perdas por cidade, envolvendo diretamente os coeficientes convectivos do vento para cada local.

Tabela 27 - Coeficiente Global de Perdas ao variar  $\beta$

Cidade	Coeficiente Global de Perdas	
	$\beta=0$	$\beta=La$
Natal	7,99 W/m <sup>2</sup> K	7,78 W/m <sup>2</sup> K
Recife	7,94 W/m <sup>2</sup> K	7,48 W/m <sup>2</sup> K
Porto Alegre	7,57 W/m <sup>2</sup> K	5,68 W/m <sup>2</sup> K
B. Horizonte	7,15 W/m <sup>2</sup> K	5,5 W/m <sup>2</sup> K
Rio Branco	6,93 W/m <sup>2</sup> K	6,39 W/m <sup>2</sup> K
Cuiabá	6,91 W/m <sup>2</sup> K	5,8 W/m <sup>2</sup> K

Se observa de forma geral que para a inclinação igual à latitude, as cidades apresentam uma menor radiação solar, potência elétrica e coeficiente global de perdas. Ao mesmo tempo é percebido um leve aumento na eficiência térmica e total do sistema, em comparação com  $\beta=0$ . Além disso, para  $\beta=La$  se evidencia um incremento nas temperaturas do fluido do trabalho e o módulo PV e uma pequena diminuição na eficiência elétrica na maioria dos casos.

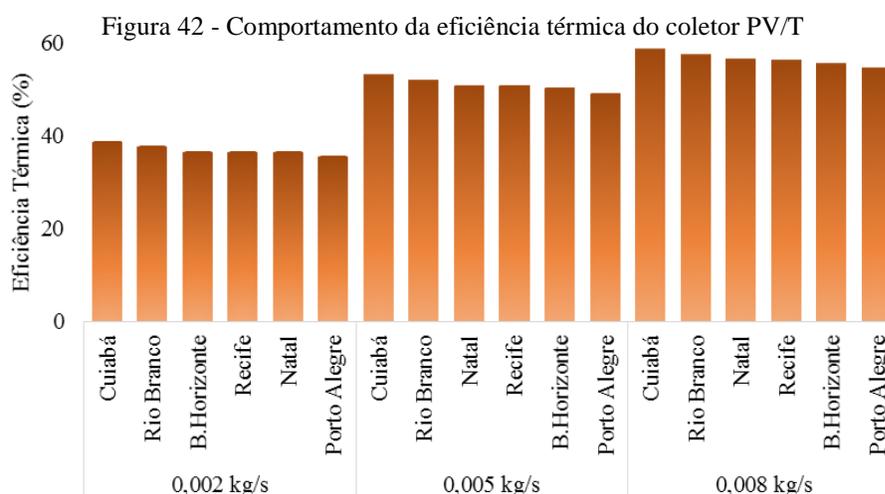
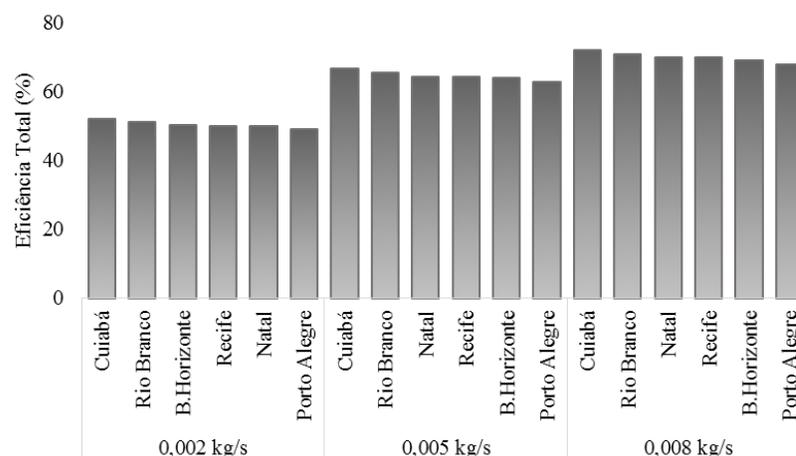
### 5.6.2 Fluxo de massa

A vazão mássica, tal qual o ângulo de inclinação, tem uma implicação no rendimento do coletor PV/T. A seguir são mostradas o comportamento das eficiências, temperaturas,  $U_L$ , e potências ao se variar o fluxo de massa.

Cuiabá, por possuir uma radiação solar, nem tão alta e nem tão baixa, uma velocidade do vento de 1,5 m/s e uma temperatura do ar do ambiente exterior de 31,3 °C , permitiu alcançar a melhor eficiência total e térmica do coletor híbrido PV/T para todas as variações do fluxo de massa, como é evidenciado nas figuras 41 e 43 . Lhe segue-se a ela Rio Branco com um ligeiro decréscimo de -1% nas eficiências total e térmica, causado por sua menor temperatura do ar do ambiente (30,7 °C), o leve aumento no coeficiente de perda global, a maior temperatura do fluido e desde logo a maior radiação solar, comparado com Cuiabá para cada vazão mássica. Porto Alegre apresentou a pior condição de eficiência térmica e eficiência total para os diferentes fluxos de massa analisados, isto é consequência de vários fatores, entre eles, a temperatura do ar do ambiente exterior que é menor em comparação das outras cidades (26,15 °C), e a velocidade do vento 3,5 m/s que afeta o coeficiente convectivo do vento, incrementando ao mesmo tempo o coeficiente global de perdas, superado por Natal e Recife.

Para as cidades de Natal, Recife e Belo Horizonte, o coletor PV/T mostra um comportamento particular para as eficiências térmicas e totais ao mudar as vazões mássicas. Por exemplo, para fluxos de massa de 0,005 até 0,008 kg/s se observa que Natal apresenta melhor desempenho térmico e total, seguido por Recife e Belo Horizonte. As duas primeiras têm maior  $U_L$  , radiação solar, temperatura no fluido de trabalho e temperatura do ar do ambiente exterior  $T_{amb}$ .

Figura 41- Comportamento da eficiência global do coletor PV/T



Fonte: Elaborado pela autora

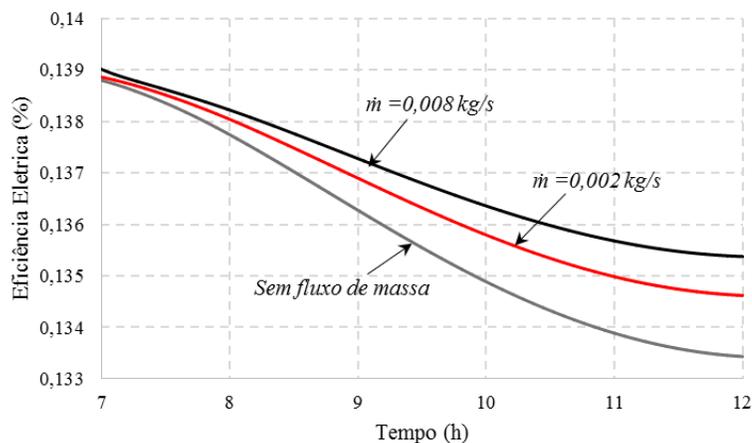
A tabela 28 mostra que ao incrementar a vazão mássica aumenta levemente a eficiência elétrica, evidenciando pouca influência da variação do fluxo de massa na eficiência elétrica. Não obstante, quando o coletor PV/T não tem fluxo de massa, apresenta uma redução mais notável (figura 43), evidenciando um aumento na temperatura do módulo fotovoltaico (figura 44), que afeta diretamente o desempenho elétrico do mesmo.

Tabela 28 - Comportamento da eficiência elétrica do coletor PV/T

F. massa=0,002 kg/s		F. massa=0,005 kg/s		F. massa=0,008 kg/s		Sem Fluxo de Massa	
Cidade	E. Elétrica	Cidade	E. Elétrica	Cidade	E. Elétrica	Cidade	E. Elétrica
B. Horizonte	13,56%	B. Horizonte	13,60%	B. Horizonte	13,62%	B. Horizonte	13,45%
Porto Alegre	13,55%	Porto Alegre	13,60%	Porto Alegre	13,62%	Porto Alegre	13,45%
Cuiabá	13,48%	Cuiabá	13,53%	Cuiabá	13,56%	Cuiabá	13,34%
Recife	13,46%	Recife	13,51%	Recife	13,54%	Recife	13,34%
Rio Branco	13,44%	Rio Branco	13,50%	Rio Branco	13,53%	Rio Branco	13,30%

Natal	13,43%	Natal	13,48%	Natal	13,51%	Natal	13,30%
-------	--------	-------	--------	-------	--------	-------	--------

Figura 43 - Comportamento geral da eficiência elétrica



Fonte: Elaborado pela autora

De acordo com os resultados mostrados na tabela 29, se observa que Natal e Recife apresentam maior  $U_L$  para todas as variações de vazão de massa, incluindo o caso sem fluxo de massa. Segue-se a ela Porto Alegre e Belo Horizonte e finalmente Rio Branco e Cuiabá.

O aumento dos  $U_L$  são consequência tanto da radiação como do incremento do coeficiente de perdas na parte superior da cobertura  $U_t$  do módulo PV/T, que da mesma maneira é afetado pela transferência de calor convectivo entre o vidro e o ar do ambiente exterior, envolvendo a velocidade do vento.

Tabela 29 - Comportamento do coeficiente global de perdas

F. massa=0,002 kg/s		F. massa=0,005 kg/s		F. massa=0,008 kg/s		Sem Fluxo de Massa	
Cidade	$U_L$	Cidade	$U_L$	Cidade	$U_L$	Cidade	$U_L$
Natal	8,2	Natal	7,99	Natal	7,91	Natal	8,64
Recife	8,07	Recife	7,88	Recife	7,79	Recife	8,49
Porto Alegre	7,71	Porto Alegre	7,54	Porto Alegre	7,47	Porto Alegre	8,06
B.Horizonte	7,27	B.Horizonte	7,11	B.Horizonte	7,04	B.Horizonte	7,62
Rio Branco	7,12	Rio Branco	6,93	Rio Branco	6,85	Rio Branco	7,55
Cuiabá	7,02	Cuiabá	6,83	Cuiabá	6,76	Cuiabá	7,42

A distribuição das temperaturas para o fluido de trabalho e o módulo PV vão decrescendo ao se aumentar a vazão mássica como é observado nas figuras 44 e 45. A posição das cidades é a mesma para as duas temperaturas e todas as variações do fluxo. Iniciando com Natal e Rio Branco, depois

Recife e Cuiabá e finalmente Porto Alegre e Belo Horizonte. A ordem responde à distribuição de maior a menor radiação solar incidente, mais os fluxos de energia convectivos ou condutivos trocados entre o tubo e a água e o painel PV e o absorvedor térmico.

Para o caso onde o coletor está sem fluxo de massa, se evidencia um acréscimo exagerado nas temperaturas da água e o PV, sendo as de maior temperatura Rio Branco e Natal, logo Recife e Cuiabá e as de menor temperatura Porto Alegre e Belo horizonte. Embora, o comportamento das temperaturas esteja baseado principalmente na radiação solar incidente, existe outro fator que pode afetar este comportamento que é a temperatura do ar do ambiente exterior, que para Rio Branco, Natal e Recife apresenta valores de 30,7 °C, 30,4 °C, 30°C e para Belo Horizonte e Porto Alegre, 26,85 °C e 26,15 °C, respectivamente.

Figura 44 - Comportamento da temperatura do módulo PV

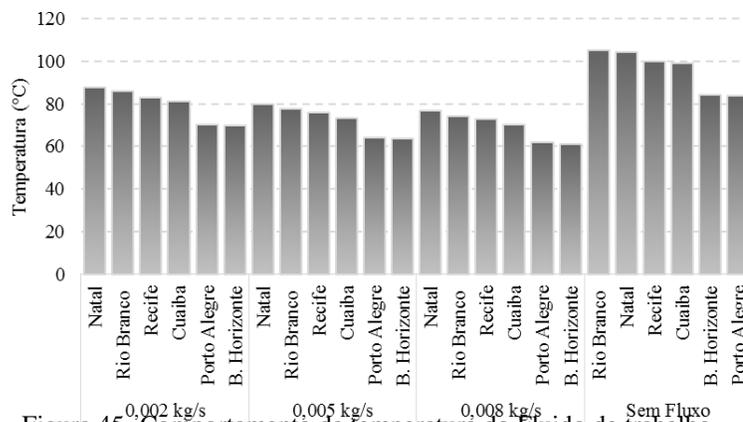
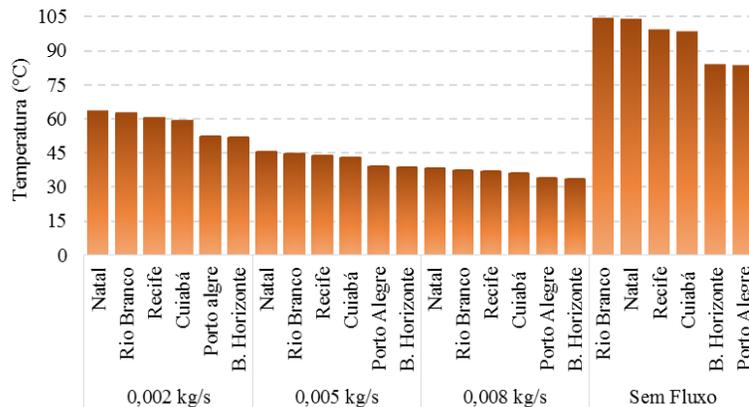


Figura 45- Comportamento da temperatura do Fluido de trabalho



Fonte: Elaborado pela autora

Apesar de que o comportamento da potência é quase insignificante nas variações das vazões mássicas (tabela 30), é percebido um incremento aproximado de 0,55% na potência elétrica do coletor PV/T para todos os locais. A ordem de grandeza das potências é a mesma para os distintos valores fluxos de massa, e está baseada em função dos valores de maior a menor radiação solar. Sendo Natal, Recife, Rio Branco os locais com radiações superiores a  $800\text{W}/\text{m}^2$  e Cuiabá, Porto Alegre e Belo Horizonte as cidades com irradiações menores de  $750\text{W}/\text{m}^2$ .

Tabela 30 - Comportamento da potência elétrica

F. massa=0,002 kg/s		F. massa=0,005kg/s		F. massa=0,008 kg/s		Sem Fluxo de Massa	
Cidade	Potencia (W)	Cidade	Potencia (W)	Cidade	Potencia (W)	Cidade	Potencia (W)
Natal	256,07	Natal	257,16	Natal	257,61	Natal	248,54
Recife	237,41	Recife	238,35	Recife	238,74	Recife	229,38
Rio Branco	224,31	Rio Branco	225,33	Rio Branco	225,74	Rio Branco	215,59
Cuiabá	201,67	Cuiabá	202,53	Cuiabá	202,87	Cuiabá	192,33
Porto Alegre	191,87	Porto Alegre	192,49	Porto Alegre	192,74	Porto Alegre	182,09
B. Horizonte	178,98	B. Horizonte	179,58	B. Horizonte	179,82	B. Horizonte	170,38

Analisando os resultados de forma geral se conclui que, ao incrementar o fluxo de massa da água, aumenta o desempenho no coletor PV/T numa média de 38% ,enquanto a potência elétrica acresce só meio ponto porcentual. No entanto, o coeficiente de perdas global  $U_L$ , e as temperaturas do módulo PV e do fluido de trabalho diminuem numa média de 3,4%, 37% e 12% respectivamente. O fluido de trabalho é um elemento importante no coletor PV/T, no âmbito de resfriamento e rendimento das células fotovoltaicas. Portanto, ao retirar o fluxo de água do sistema pode se danificar o módulo PV devido ao aumento da temperatura das células (figura 44) que leva à diminuição da eficiência elétrica (figura 49), o aumento do coeficiente global de perda (tabela 29) e diminuição da geração de potência elétrica (tabela 30).

## 6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 6.1. CONCLUSÕES

A radiação solar incidente sobre um plano inclinado, depende do ângulo de inclinação, a localização geográfica do lugar, e o mais importante a radiação hemisférica média mensal diária. Para  $\beta=0$ , se evidencia o maior valor de radiação solar incidente comparado com  $\beta=La$ . A taxa da variação de radiação solar ao mudar as inclinações depende da radiação hemisférica média mensal diária, ou seja, quanto mais for  $\overline{H_h}$ , menor será a diferença de valores de radiação solar de uma inclinação à outra.

Se observa de forma geral que para  $\beta=La$ , o coletor PV/T na maioria das cidades apresenta uma menor radiação solar, eficiência elétrica, potência elétrica e coeficiente global de perdas. E ao mesmo tempo é percebido um leve incremento nas temperaturas do coletor, eficiência térmica, e eficiência total do sistema, em comparação com  $\beta=0$ .

O ângulo de inclinação do coletor é mais importante no cálculo das eficiências, temperaturas, potências e perdas, do coletor PV/T nas cidades com valores de radiação solar menores que  $800 \text{ W/m}^2$ , como foi o caso de Cuiabá, Porto Alegre e Belo Horizonte. Natal, Recife e Rio Branco foram as cidades onde teve menor influência a variação do ângulo de inclinação no funcionamento do coletor PV/T, não obstante Natal apresentar um comportamento particular em sua eficiência elétrica e temperaturas como foi exposta na figura 39 e a tabela 26 e 28 indicando que com  $\beta=0$  se incrementa sua radiação solar a  $953 \text{ W/m}^2$ , aumentando sua temperatura tanto no fluido de trabalho como no módulo PV, influenciando uma leve diminuição em sua eficiência elétrica.

Ao incrementar o fluxo de massa de  $0,002 \text{ kg/s}$  até  $0,008 \text{ kg/s}$  se evidenciou um aumento aproximado de 55%, 52 %, 57% e 38 % da potência elétrica, da eficiência térmica, elétrica e global, respectivamente. E uma diminuição de 3,4 %, 37% e 12%, do coeficiente global de perdas, a temperatura do fluido de trabalho e a temperatura do módulo fotovoltaico, no coletor PV/T para todas as cidades.

O caso do coletor PV/T sem fluxo de água, mostrou um aumento na temperatura do fluido de trabalho, a temperatura do painel PV e o coeficiente global de perdas, com uma taxa de variação média de 162 % , 20,70% e 9%, respectivamente (a taxa de variação se faz comparando o valor mínimo de temperatura atingido pelo coletor PV/T independente do fluxo de massa ) e uma diminuição da eficiência elétrica e a potência elétrica em uma média de 1,48% e 4,65%. Pode se entender-se como o fato de suspender o sistema de refrigeração do módulo PV o que implica um incremento em sua temperatura e uma diminuição em seu rendimento, além de eliminar a possibilidade do aproveitamento de um ganho adicional de energia térmica no desempenho global do sistema.

O coletor PV/T que melhor respondeu à variação do ângulo de inclinação e o fluxo de massa, foi na cidade de Cuiabá, com uma eficiência total aproximada de 66,70 % e 68 %, para  $\beta=0$  e  $\beta=L_a$  e 52,15%, 66,69 % e 72,22% para vazão de massa equivalente a  $0,002 \text{ Kg/s}$ ,  $0,005 \text{ Kg/s}$  e  $0,008 \text{ Kg/s}$ . Seu comportamento é causa de vários fatores. Principalmente por ter um valor de radiação incidente intermediário ( $748 \text{ W/m}^2$ ), uma velocidade do vento pequena ( $1,5 \text{ m/s}$ ), o que permitiu a diminuição da quantidade de perdas na cobertura superior do coletor PV/T e uma temperatura do ar do ambiente exterior superior à outras cidades permitindo melhor resposta na eficiência térmica. Porto Alegre em contraste, mostrou o pior rendimento. Embora sua radiação não é tão baixa, a  $T_{amb}$

de 26,15 °C é inferior, e a velocidade do vento (3,5 s/m) é maior comparado com outras cidades, o que influenciou diretamente no aumento do coeficiente de perdas como na redução do desempenho.

Ao variar o ângulo de inclinação e o fluxo de massa do coletor PV/T se percebeu de forma geral algumas relações de comportamento para o coeficiente de perdas, eficiências, temperaturas e potência. A variação do coeficiente global de perdas depende principalmente da radiação solar incidente, como da velocidade do vento para cada local. Indicando que quanto maior a velocidade do vento, maior será a perda térmica por convecção na parte superior da cobertura. As mudanças das temperaturas do fluido de trabalho e o módulo fotovoltaico são afetadas inicialmente pelo fluxo convectivo entre o tubo e a água e o fluxo condutivo entre o PV e o absorvedor térmico, incidindo indiretamente a radiação solar e a  $T_a$ . O comportamento da eficiência elétrica apresenta uma relação inversa entre a temperatura do módulo PV, isto é a maior eficiência elétrica, menor temperatura do módulo, ou seja, menor radiação solar incidente. Além disso, sua resposta na variação dos parâmetros foi quase insignificante. E finalmente a potência elétrica, apesar de depender da radiação solar e da eficiência elétrica, sua resposta foi mais influenciada pela radiação solar, já que a eficiência elétrica apresentou taxas de variações demasiado pequenas.

## 6.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante o desenvolvimento da pesquisa, vão surgindo questões adicionais que poderiam estabelecer temas de estudos para trabalhos futuros. A seguir, serão expostas algumas sugestões para próximas pesquisas:

- Avaliação da viabilidade econômica de diferentes tipos de coletores híbridos PV/T, especialmente os coletores com cobertura, sem cobertura, e com células transparentes, para aplicações térmicas concretas em diferentes regiões do país. Também recomenda-se fazer uma análise de energia e exergia para os diferentes tipos coletor híbrido PV/T.
- Implementação do pacote de programas de simulação da Ansys, especialmente da fluidodinâmica computacional CFD que fornece previsões quantitativas do fenômeno do escoamento de fluidos, para prever o funcionamento e reação dos coletores híbridos PV/T tipo líquido sob condições definidas de geometria, propriedades de fluidos, condições iniciais e de contorno.

- Todo a análise deste trabalho se restringe ao comportamento do coletor em um dia típico de um único mês. Essa importante limitação deve ser abordada em trabalhos futuros.
- Análise de materiais na superfície da cobertura para melhorar o desempenho térmico do coletor e diminuir as perdas por radiação e convecção.

## REFERÊNCIAS

Amrani, A. E., Manhrane, A., Moussa, F. Y., & Boukennous, Y. **Solar Module Fabrication**. International Journal of Photoenergy. Article ID 27610, 2007 .

Ari, R. **Active Solar Collectors and Their Applications**. New York: Oxford University Press, 1985.

Aste, N. **Water flat plate PV-thermal collectors: A review**. Solar Energy, vol. 102, pp. 98-115, 2014.

Berdahl, P., Martin, M. **Emissivity of clear skies**. Solar Energy vol. 32, pp. 663,1984.

Bergene, T., Lovvik, O. M. **Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells**. Sol Energy, vol 55, No.6, pp. 453–462, 1995.

Bhattarai, S. et al. **Simulation and model validation of sheet and tube type photovoltaic thermal solar system and conventional solar collecting system in transient states**. Solar Energy Materials & Solar Cells, vol. 103, pp.184-193, 2012.

Bliss, R. **Atmospheric Radiation Near the Surface of the Ground: A Summary for Engineers**. Solar Energy, vol. 5, pp. 103-120, 1961.

BlueSol. **Introdução a sistemas de energia solar fotovoltaica**. Disponível em: [www.bluesol.com](http://www.bluesol.com). Acessado em: 06/2016.

Boubekri, M., Chaker, A., & Cheknane, A. **Numerical approach for performance study of hybrid PV/Thermal collector**. *Revue des Energies Renouvelables*, vol.12, pp. 355 - 368, 2009.

CELPE. O que é eficiência energética. Disponível em: <http://www.celpe.com.br/Pages/Efici%C3%Aancia%20Energ%C3%A9tica/o-que-e-ef-energetica.aspx>. Acessado em: 04/2016.

Charalambous, P., Maidment, G., Kalogirou, S., & Yiakoumetti, k. **Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review**. *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 275-286, 2007.

Chow, T. **Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model**. *Solar Energy*, vol. 75, pp. 143-152, 2003.

Chow, T. **A review on photovoltaic thermal hybrid solar technology**. *Applied Energy*, vol. 87, 365-379, 2010.

Chow, T., Pei, G., Fong, K., Lin, Z., Chan, A., & Ji, J. **Energy and exergy analysis of photovoltaic-thermal collector**. *Applied Energy*, vol. 86, pp. 310-316, 2009.

Collares Pereira, M., Rabl, A. **The Average Distribution of Solar Radiation—Correlations Between Diffuse and Hemispherical and Between Hourly and Daily Insolation Values**. *Solar Energy*, vol. 22, pp. 155-164, 1979.

Cresesb-Celpel. **Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio Brito**. Disponível: <http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=sundata>. Acessado em: 03/2016.

Daghigh, R.; Ruslan, M. **Advances in liquid based photovoltaic/thermal (PV/T) collectors**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 4156-4170, 2011.

Brito Filho, J.P., Henriquez, J.R., Dutra, J. **Effects of coefficients of solar reflectivity and infrared emissivity on the temperature and heat flux of horizontal flat roofs of artificially conditioned nonresidential buildings**. *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 440–445, 2011.

Doymaz, I. **Convective air drying characteristics of thin layer carrots**. *Journal of Food Engineering*, vol. 61, pp. 359-364, 2004.

Duffie, J. A., Beckman, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2013.

Electrosul. **Programa de incentivos às fontes alternativas de energias elétrica**. Disponível em: <http://www2.camara.leg.br/acamara/altosestudios/seminarios/energiasrenov/custodio2.pdf>. Acessado em: 02/2016.

EPE. **Balço Enérgico Nacional-Ano base 2014 : Relatória Síntese**. Rio de Janeiro, 2015.

Ephrath, J., Goudriaan, J., & Marani, A. **Modelling Diurnal Patterns of Air Temperature, Radiation Wind Speed and Relative Humidity by Equations from Daily Characteristics**. *Agricultural Systems*, vol.51, No. 4, pp. 377-393, 1996.

Farghally, H. M., Ahmed, N. M., El-Madany, H. T., Atia, D. M., & Fahmy, F. H. **Design and Sensitivity Analysis of Photovoltaic/Thermal Solar Collector**. *International Journal of*

Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering, vol. 8, No. 5, pp. 730-737, 2014.

Francesco, C. **Desing and dynamic simulation of a novel solar trigeneration system based on hybrid photovoltaic/thermal collectors (PVT)**. Energy Conversion And Management, vol. 60, pp. 214-225, 2012.

Galindo, A. **Eficiência energética de telhados no Brasil**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco. Departamento de Engenharia Mecânica, Recife-PE, 2015.

Gordon, J. **Solar Energy : The State of the Art. Ises Position Papers**. London: James & James, 2001.

Goswami, Y. **Principles of Solar Engineering**. ed. Taylor & Francis Group, LLC, 2014.

Guerrero, J. R. H. **Modelagem e Análise de Janelas Térmicas**, Tese de doutorado. Universidad Estadual de Campinas, Falcultade de Engenharia Mecânica, Campinas-SP, 2002.

He, W., Zhang, Y., & Ji, J. **Comparative experiment study on photovoltaic and thermal solar system under natural circulation of water**. Applied Thermal Engineering ,vol. 31, pp. 3369-3376, 2011.

Hollands, K., Unny, T., Raithby, G., & Konicek, L. **Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers**. Heat Transfer, vol. 98, pp. 189-193, 1976.

Ibrahim, A., Othman, M. Y., & Ruslan, M. **Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, pp. 352–365, 2011.

Incropera, F. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. ed. LTC, 2008.

INFRA Outsourcing & Workplace. **A Legionella e seus riscos**. Disponível em : <http://www.revistainfra.com.br/Busca/A%20Legionella%20e%20seus%20riscos/1>. Acessado em: 09/2016.

INMET. **Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento**. Disponível em <http://www.inmet.gov.br>. Acessado em: 03/2016.

INPE. **Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos-CPTEC**. Disponível <http://www.cptec.inpe.br>. Acessado em: 03/2016.

Jee Joe, M., Iniyar, S., & Goic, R. **Flat plate solar photovoltaic -thermal (PV/T) systems: A reference Guide**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 51, pp. 62-88, 2015.

Ji, J., Chow, T.-T., & He, W. **Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong**. Building and Environment, vol. 38, pp. 1327–1334, 2003.

Ji, J., Han, J., Chow, T., Yi, H., Lu, J., He, W., & Sun, W. **Effect of fluid flow and packing factor on energy performance of a wall-mounted hybrid photovoltaic/water-heating collector system**. Energy and Buildings, vol. 38, pp. 1380-1387, 2006.

- Joshi, A., Tiwari, A., Tiwari, G., Dincer, I., & Reddy, B. **Performance evaluation of a hybrid photovoltaic thermal (PV/T) (glass-to-glass) system.** *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 154–164, 2009.
- Kalogirou, S. A.; Tripanagnostopoulos, Y. **Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production.** *Energy Conversion and Management*, vol. 47, pp. 3368–3382, 2006.
- Klein, S. **Calculation of Monthly Average Insolation on Tilted Surfaces.** *Solar Energy*, vol. 19, pp. 325-329, 1977.
- Kumar, R.; Umanand, L. **Estimation of global radiation using clearness index model for sizing photovoltaic system.** *Renewable Energy*, pp. 2221-2233, 2005.
- Kumar, S.; Mullick, S. **Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions.** *Solar Energy*, vol. 84, pp. 956-963, 2010.
- Lima, Thiago., Dutra, Jose Carlos., Primo, Ana Rosa., Rohatgi, Janardan., Ochoa, Alvaro A., Solar water heating for a hospital laundry: A case study. *Solar Energy*, vol 122, pp. 737-748, 2015.
- Liu, B. Y.; Jordan, R. C. **The Interrelationship and Characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation.** *Solar Energy*, vol. 4, pp. 3-22, 1960.
- Liu, B., Jordan, R. **The Long-Term Average Performance of Flat-Plate Solar-Energy Collectors .** *Solar Energy*, vol. 7, pp. 53-74, 1963.
- López, L. L. **Panel solar hibrido fotovoltaico/termico con incremento de eficiencia en sistema fotovoltaico.** Disponível em: <https://panelsolarhibrido.es/archivos/Panel%20Solar%20hibrido.pdf>. Acessado em: 04/2016.
- McAdams, W. **Heat Transmission.** New York: McGraw-Hill, 1954.
- MME. **Resenha Energética Brasileira: Exercício de 2014.** Brasília, 2015.
- Najak, Sujata., Kumar, A., Mishra, Jaya., Tiwari, G. **Drying and testing of mint (Mentha piperita) by a Hybrid Photovoltaic-Thermal (PVT)-Based Greenhouse Dryer.** *Drying Technology*, vol. 29, pp. 1002-1009, 2011.
- Najak, Sujata., Kumar, A., Singh, A.K., Tiwari, G. **Engery matrices of hybrid PVT greenhouse dryer by considering various silicon and non-silicon PV modules.** *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 33, pp. 336-348, 2014.
- Nalis, A. **Quasi-Dynamic Characterization of Hybrid Photovoltaic/Thermal (PV/T) Flat-Plate Collectors,** Ph.D Thesis. UNIVERSITAT DE LLEIDA, DEPARTAMENT MEDI AMBIENT I CIÈNCIES DEL SÒL, Lleida, 2012.
- Nualboonrueng, T., Tuenpusa, P., Ueda, Y., Akisawa, A. **Field experiments of PV-Thermal collectors for residential application in Bangkok.** *Energies*, vol 5, pp. 1229-1244, 2012.
- Pierrick, H. **Dynamic numerical model of a high efficiency PV–T collector integrated into a domestic hot water system.** *Solar Energy*, vol. 111, pp. 68–81, 2015.

- Panel solar híbrido. Disponível em : <http://panelsolarhibrido.es>. Acessado em: 04/2016.
- Portal Solar. Energia Solar no Brasil. Disponível em: <http://www.portalsolar.com.br/energia-solar-no-brasil.html>. Acessado em: 04/2016.
- Rejet, O., Dhaou, H., & Jemni, A. **A numerical investigation of a photovoltaic thermal (PV/T) collector**. *Renewable Energy*, vol. 77, pp. 43-50, 2015.
- Riffat, S. B.; Cuce, E. **A review on hybrid photovoltaic/thermal collectors and systems**. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 6, No. 3, 212-241, 2011.
- Rubio O, L.; Henriquez Guerrero, J. R.; Britho Filho, J. P. **Análisis de la expansión energética en Brasil durante la última década**. *CIENTEC*, Vol.7, pp. 43-56, 2015.
- Saitoh, H., Hamada, Y., Kubota, H., Nakamura, M., Ochifuji, K., Yokoyama, S., & Nagano, K. **Field experiments and analyses on a hybrid solar collector**. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 2089-2105, 2003.
- Segal, A., Epstein, M., & Yogevev, A. **Hybrid concentrated photovoltaic and thermal power conversion at different spectral bands**. *Sol Energy*, vol. 76, pp. 591-601, 2004.
- SEIA, S. E. *Solar Energy Industries Association*. **Qué es la energía solar**. Disponível em: <http://www.seia.org/seia-en-espa-ol>. Acessado em : 05/2016.
- Silva ,R.M., Fernandes J.L.M. **Hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar systems simulation with Simulink/ Matlab**. *Solar Energy*, vol 84, pp. 1985-1996, 2010.
- Smith, J. O. **Determination of the convective heat transfer coefficients from the surfaces of buildings within urban street canyons**. Ph.D. Thesis, University of Bath (Inglaterra), Department of Mechanical Engineering, 2010.
- Solarwall. Disponível em: <http://solarwall.com/en/home.php>. Acessado em : 05/ 2016.
- Swinbank, W. **Long-wave radiation from clear skies**. *Meteorol. Soc.* vol. 89, pp. 339-348, 1963.
- Tiba, C. **Atlas Solarimétrico do Brasil : banco de dados solarimétricos**. Recife: Ed. Universitária da UFPE, 2000.
- Tiwari, G. **Photovoltaic modules and their applications: A review on thermal modelling**. *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2287-2304, 2011.
- Tyagi, V., Kaushik, S. **Advancement in solar photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid collector technology**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 1383-1398, 2012.
- Vats, Kanchan., Tomar, V., Tiwari, G. **Effect of packing factor on the performance of a building integrated semitransparent photovoltaic thermal (BISPVT) system with air duct**. *Energy and Buildings*, vol. 53, pp. 159-165, 2012.
- Vigga Engenharia. **Eficiência Energética**. Disponível em: <http://viggaengenharia.com.br/eficiencia-energetica/>. Acessado em : 05/ 2016.

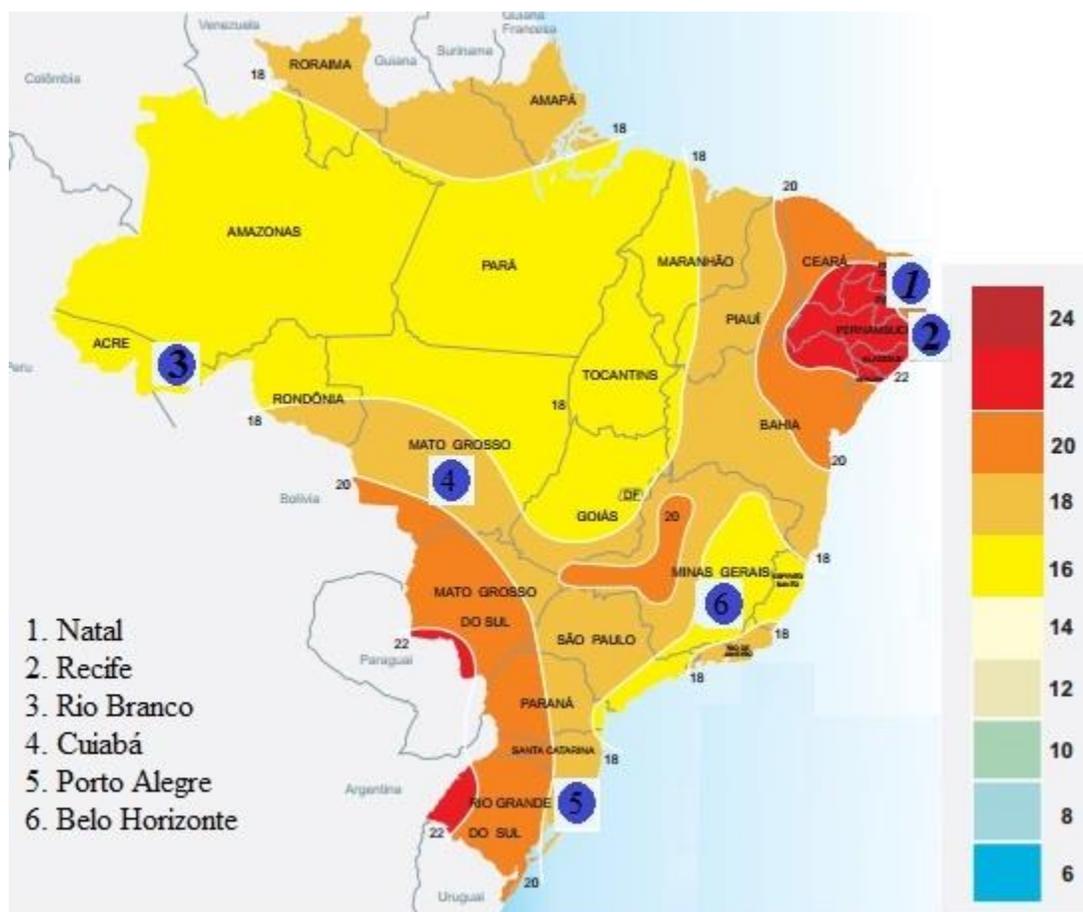


NATAL	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Mai	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Radiação hemisférica média mensal diária [MJ/m <sup>2</sup> ]	23,9	23,8	22,6	20,8	19,2	18,1	18,8	20,8	23	24,6	24,7	24,4
Temperatura Média [°C]	28,2	28,3	28,1	27,5	26,9	25,9	25,3	25,4	26,4	27,3	27,7	28
Temperatura Máxima [°C]	30,1	30,3	30,2	29,8	29,2	28,2	27,7	27,8	28,5	29,2	29,5	29,8
Temperatura Mínima [°C]	24,2	24,1	23,6	22,7	2,2	20,9	20,3	20,3	21,9	23,3	24	24,3
Velocidade do Vento [m/s]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Latitude [Graus °]	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92	-5,92
Longitude [Graus °]	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25	-35,25
Meridiano [Graus °]	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45

PORTO ALEGRE	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Mai	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Radiação hemisférica média mensal diária [MJ/m <sup>2</sup> ]	22,5	19,3	17,5	12,9	10,1	8,3	9	10,2	13,1	17,4	19,9	21,9
Temperatura Média [°C]	24,6	24,7	23,1	20,1	16,8	14,3	14,5	15,3	16,8	19,2	21,3	23,2
Temperatura Máxima [°C]	30,2	30,1	28,3	25,2	22,1	19,4	19,7	20,4	21,8	24,4	26,7	29
Temperatura Mínima [°C]	20,5	20,8	19,3	16,3	13	10,7	10,7	11,5	13,1	15	17	18,9
Velocidade do Vento [m/s]	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Latitude [Graus °]	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02	-30,02
Longitude [Graus °]	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08	-63,08
Meridiano [Graus °]	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45

RIO BRANCO	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Mai	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Radiação hemisférica média mensal diária [MJ/m <sup>2</sup> ]	21,6	22	22,7	20,5	20,2	18,4	21,8	21,6	22,1	23,7	21,9	21,6
Temperatura Média [°C]	25,5	25,4	25,5	25,3	24,5	23,2	23,4	24,3	25,2	25,7	25,7	25,6
Temperatura Máxima [°C]	30,9	30,9	31,3	31,1	30,6	30,3	31,3	32,6	32,8	32,6	31,9	31,2
Temperatura Mínima [°C]	22,3	22,6	22,7	22,5	20,6	19,3	18,5	19,2	20,9	21,6	21,9	22,2
Velocidade do Vento [m/s]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Latitude [Graus °]	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97	-9,97
Longitude [Graus °]	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8	-67,8
Meridiano [Graus °]	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60

## LOCALIZAÇÃO DAS CIDADES DE ESTUDO NO MAPA DE RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE (MJ/m<sup>2</sup>.dia)





## ANEXO 2

## RESULTADOS OBTIDOS AO VARIAR O ÂNGULO DE INCLINAÇÃO DO COLETOR PV/T

<b>Recife</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>	<b>Cuiabá</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>	<b>Belo Horizonte</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>
Radiação	881	859	-2,50%	Radiação	748	722	-3,48%	Radiação	660	635	-3,79%
Eficiência Térmica	50,69	51,31	1,22%	Eficiência Térmica	53,15	54,48	2,50%	Eficiência Térmica	50,33	52,9	5,11%
Eficiência Elétrica	13,51	13,51	0,00%	Eficiência Elétrica	13,53	13,52	-0,07%	Eficiência Elétrica	13,6	13,57	-0,22%
Eficiência Total	64,2	64,82	0,97%	Eficiência Total	66,69	68	1,96%	Eficiência Total	63,94	66,47	3,96%
Potência	238	232	-2,52%	Potência	202,62	195,3	-3,61%	Potência	179,66	172,58	-3,94%
T.PV	75,69	76,03	0,45%	T.PV	72,36	74,87	3,47%	T.PV	62,87	67,64	7,59%
T.Fluido	44,21	44,35	0,32%	T.Fluido	42,84	43,87	2,40%	T.Fluido	38,91	40,88	5,06%
Perdas (UL)	7,94	7,48	-5,79%	Perdas (UL)	6,91	5,8	-16,06%	Perdas (UL)	7,15	5,5	-23,08%
<b>Natal</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>	<b>Porto Alegre</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>	<b>Rio Branco</b>	<b><math>\beta=0</math></b>	<b><math>\beta=La</math></b>	<b>TV</b>
Radiação	953	934	-1,99%	Radiação	707	682	-3,54%	Radiação	834	810	-2,88%
Eficiência Térmica	50,86	51,15	0,57%	Eficiência Térmica	49,17	51	3,72%	Eficiência Térmica	52,04	52,69	1,25%
Eficiência Elétrica	13,48	13,49	0,07%	Eficiência Elétrica	13,6	13,52	-0,59%	Eficiência Elétrica	13,51	13,5	-0,07%
Eficiência Total	64,34	64,64	0,47%	Eficiência Total	62,77	64,52	2,79%	Eficiência Total	65,64	66,19	0,84%
Potência	257	252	-1,95%	Potência	192,58	184,58	-4,15%	Potência	225,33	218	-3,25%
T.PV	79,8	78,71	-1,37%	T.PV	63,48	73,79	16,24%	T.PV	77,54	78,17	0,81%
T.Fluido	45,91	45,87	-0,09%	T.Fluido	39,16	43,42	10,88%	T.Fluido	44,98	45,24	0,58%
Perdas (UL)	7,99	7,78	-2,63%	Perdas (UL)	7,57	5,68	-24,97%	Perdas (UL)	6,93	6,39	-7,79%
Unidades: Radiação [MJ/m <sup>2</sup> ]; Eficiências [%]; Potência [W]; Temperaturas [°C]; Coeficiente global de perdas (UL) [W/m <sup>2</sup> K]; Taxa de variação TV (%).											

