



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Mestrado - Doutorado

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA
FOTOVOLTAICO/TÉRMICO E SUA INTEGRAÇÃO A UMA
UNIDADE DE POLIGERAÇÃO**

por

Álvaro Augusto Soares Lima

Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para
obtenção do Grau de Doutor.

ÁLVARO AUGUSTO SOARES LIMA

**ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA
FOTOVOLTAICO/TÉRMICO E SUA INTEGRAÇÃO A UMA
UNIDADE DE POLIGERAÇÃO**

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento às exigências para obtenção do Grau de Doutor.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos

Coorientador: Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

L732a Lima, Álvaro Augusto Soares.

Análise energética de um sistema fotovoltaico/térmico e sua integração a uma unidade de poligeração / Álvaro Augusto Soares Lima. - João Pessoa, 2021.
169 f. : il.

Orientação: Carlos Antonio Cabral dos Santos.
Coorientação: Alvaro Antonio Ochoa Villa.
Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Energia solar. 2. Poligeração. 3. Sistema PV/T. 4. Chiller de absorção. I. Santos, Carlos Antonio Cabral dos. II. Villa, Alvaro Antonio Ochoa. III. Título.

UFPB/BC

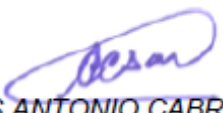
CDU 502.21:523.9(043)

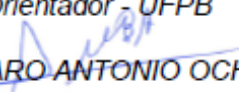
ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA FOTOVOLTAICO/TÉRMICO E SUA INTEGRAÇÃO A UMA UNIDADE DE POLIGERAÇÃO

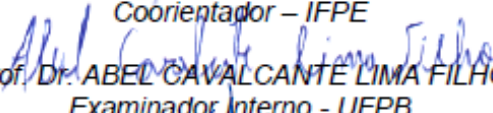
por

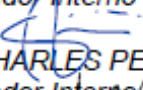
ÁLVARO AUGUSTO SOARES LIMA

Tese aprovada em 03 de setembro de 2021

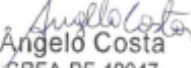

Prof. Dr. CARLOS ANTONIO CABRAL DOS SANTOS
Orientador - UFPB


Prof. Dr. ALVARO ANTONIO OCHOA VILLA
Coorientador – IFPE


Prof. Dr. ABEL CAVALCANTE LIMA FILHO
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. GUSTAVO CHARLES PEIXOTO DE OLIVEIRA
Examinador Interno - UFPB


Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO
Examinador Externo – UFPE


Prof. Dr. JOSÉ ÂNGELO PEIXOTO DA COSTA
Examinador Externo – IFPE

ANÁLISE ENERGÉTICA DE UM SISTEMA FOTOVOLTAICO/TÉRMICO E SUA INTEGRAÇÃO A UMA UNIDADE DE POLIGERAÇÃO

RESUMO

Esta tese tem como objetivo estudar o comportamento do sistema fotovoltaico/térmico (PV/T) e sua integração em uma unidade de poligeração formada por grupo motor-gerador, chiller de absorção e caldeira de recuperação. O sistema PV/T foi estudado através de uma análise paramétrica, onde foi avaliada a influência da inclinação, orientação e vazão de água do coletor na potência elétrica, potência térmica, distribuição de temperatura e eficiência do sistema. Para o modelo de poligeração, foi analisada a capacidade do sistema em atender a demanda de energia elétrica, vapor e frio de uma fábrica de sorvete. A análise para o sistema PV/T foi realizada de forma numérica utilizando o MATLAB, onde foi implementado o modelo de radiação e o método das diferenças finitas. Para o modelo de poligeração foi adotado o EES (*Engineering Equation Solver*), onde foram modeladas as equações da conservação da massa, energia e espécies. Entre os principais resultados obtidos, pode-se destacar uma geração de potência elétrica pelo sistema PV/T superior em até 12,35% para o sistema inclinado em $7,17^\circ$ e orientado ao norte em relação aos demais casos. Quanto ao sistema de poligeração, pode-se destacar o aumento na produção de energia elétrica em 2,5% e na produção de vapor em 4,41% quando acoplado o módulo PV/T.

Palavras-chave: Energia solar, Poligeração, Sistema PV/T, Chiller de absorção

ENERGY ANALYSIS OF A PHOTOVOLTAIC/THERMAL SYSTEM AND ITS INTEGRATION IN A POLYGENERATION UNIT

ABSTRACT

This thesis aims to study the behavior of the photovoltaic/thermal (PV/T) system and its integration in a polygeneration unit formed by a motor-generator group, absorption chiller and recovery boiler. The PV/T system was studied through a parametric analysis, where the influence of the slope, orientation and water flow of the collector on the electrical power, thermal power, temperature distribution and efficiency of the system was evaluated. For the polygeneration model, the capacity of the system to meet the demand for electricity, steam and cold in an ice cream factory was analyzed. The analysis for the PV/T system was performed numerically using MATLAB, where the radiation model and the finite difference method were implemented. For the polygeneration model, the EES (Engineering Equation Solver) was adopted, where the equations for the conservation of mass, energy and species were modeled. Among the main results obtained, it can be highlighted a higher electrical power generation by the PV/T system in up to 12.35% for the system inclined at 7.17° and oriented to the north over to the other cases. As for the polygeneration system, it is worth highlighting the 2.5% increase in electricity production and 4.41% increase in steam production when the PV/T module is coupled.

Keywords: Solar energy, Polygeneration, PV/T system, Absorption chiller

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	001
1.1	MOTIVAÇÃO	003
1.2	OBJETIVOS	003
1.2.1	Objetivo Geral	003
1.2.2	Objetivos Específicos	003
1.3	ESTRUTURA DA TESE	004
2	ESTADO DA ARTE	005
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	017
3.1	POLIGERAÇÃO	017
3.1.1	Grupo motor-gerador	018
3.1.2	Gás natural	019
3.1.3	Chiller de absorção	021
3.1.4	Sistema PV/T	023
3.1.4.1	Módulo fotovoltaico	024
3.1.4.2	Coletor solar.....	026
3.1.4.3	Sistema de armazenamento de energia	028
3.1.4.4	Radiação solar.....	029
4	METODOLOGIA.....	032
4.1	SISTEMA DE POLIGERAÇÃO.....	032
4.2	SISTEMA PV/T.....	034

4.2.1	Modelo de Radiação	034
4.2.2	Análise de troca térmica do sistema PV/T.....	038
4.2.2.1	Primeira Camada (Vidro)	040
4.2.2.2	Segunda Camada (Células fotovoltaicas)	044
4.2.2.3	Terceira camada (Absorvedor Térmico).....	049
4.2.2.4	Quarta camada (Tubo)	051
4.2.2.5	Quinta Camada (Isolamento)	054
4.2.2.6	Sexta camada (água)	056
4.2.3	Cálculo das eficiências	058
4.2.4	Termoacumulador.....	059
4.2.5	Grupo Motor-Gerador.....	061
4.2.6	Gás Natural	066
4.2.7	Chiller de Absorção	068
4.2.7.1	Gerador	070
4.2.7.2	Absorvedor	072
4.2.7.3	Trocador de calor de solução	073
4.2.7.4	Bomba.....	074
4.2.7.5	Condensador	075
4.2.7.6	Válvula de expansão	076
4.2.7.7	Evaporador.....	077
4.2.8	Trocador do chiller de absorção	078
4.2.9	Caldeira de recuperação.....	078
5	ANÁLISE DO SISTEMA PV/T.....	080
5.1	SISTEMA FOTOVOLTAICO TÉRMICO	080
5.1.1	Validação do modelo de radiação.....	083
5.1.2	Validação da distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T ...	085
5.1.3	Análise paramétrica	087
5.1.3.1	Irradiância solar incidindo na superfície.....	088

5.1.3.2	Potência elétrica produzida.....	094
5.1.3.3	Potência térmica absorvida pela água.....	104
5.1.3.4	Eficiência elétrica e térmica.....	111
5.1.3.5	Distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T	117
6	RESULTADOS	125
6.2	COMPARAÇÃO COM DADOS DA LITERATURA	125
6.2.1	Grupo motor-gerador	125
6.2.2	Chiller de absorção	126
6.3	ESTUDOS DE CASO	128
6.3.1	Primeiro cenário (Sistema de trigeriação)	130
6.3.2	Segundo cenário (sistema de poligeriação com módulo PV/T em circuito aberto).....	134
6.3.3	Terceiro cenário (sistema de poligeriação com módulo PV/T em circuito fechado)	139
6.3.4	Análise dos cenários	141
7	CONCLUSÃO	143
	REFERÊNCIAS	146

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 Esquema de sistema de poligeração instalado em hotel na costa do mediterrâneo	006
Figura 2.2 Instalação do sistema no prédio da universidade de Zaragoza	008
Figura 2.3 Equipamentos que compõem o sistema de poligeração proposto por Mendecka, Tribioli e Cozzolino (2020).....	011
Figura 2.4 Sistema de poligeração utilizando módulos fotovoltaico/térmico	012
Figura 2.5 Camadas de um sistema PV/T.....	013
Figura 2.6 Composição das camadas de um sistema PV/T	014
Figura 2.7 Diferentes configurações de absorvedor para sistemas PV/T	015
Figura 3.1 Diferentes fontes de energia e produtos da poligeração.....	018
Figura 3.2 Demanda dos principais consumidores de gás natural no Brasil	020
Figura 3.3 Mapa de distribuição do gás natural.....	021
Figura 3.4 Esquema de um chiller de absorção de simples efeito funcionando com LiBr/H ₂ O.....	023
Figura 3.5 Esquema de um módulo PV/T com camada isolante na face inferior	024
Figura 3.6 Esquema de um sistema PV/T com vácuo aplicado na face posterior do sistema	024
Figura 3.7 Módulo fotovoltaico policristalino.....	025
Figura 3.8 Modelos de coletor solar	027
Figura 3.9 Relação entre a terra e sol nas quatro estações do ano.....	030
Figura 3.10 Diferentes ângulos utilizados para o cálculo da radiação incidente em uma superfície.....	031
Figura 4.1 Proposta de arranjo para o sistema de poligeração	033

Figura 4.2 Esquema do sistema PV/T	035
Figura 4.3 Camadas do sistema PV/T	039
Figura 4.4 Seis nós presentes no sistema PV/T	039
Figura 4.5 Primeira camada do sistema PV/T	040
Figura 4.6 Segunda camada do sistema PV/T	045
Figura 4.7 Área de contato entre o absorvedor térmico e as células fotovoltaicas.....	048
Figura 4.8 Terceira camada do sistema PV/T.....	049
Figura 4.9 Quarta camada do sistema PV/T	051
Figura 4.10 Quinta camada do sistema PV/T	054
Figura 4.11 Sexta camada do sistema PV/T	057
Figura 4.12 Curva de potência elétrica versus carga	063
Figura 4.13 Curva de vazão mássica versus carga	063
Figura 4.14 Curva de temperatura dos gases de exaustão versus carga	064
Figura 4.15 Esquema do chiller de absorção de simples efeito.....	069
Figura 4.16 Gerador do chiller de absorção	070
Figura 4.17 Absorvedor do chiller de absorção.....	072
Figura 4.18 Trocador de calor de solução	073
Figura 4.19 Bomba de solução	074
Figura 4.20 Condensador do chiller de absorção	075
Figura 4.21 Válvulas de expansão do chiller de absorção.....	076
Figura 4.22 Evaporador do chiller de absorção.....	077
Figura 4.23 Trocador de calor entre motor e chiller.....	078
Figura 4.24 Caldeira de recuperação	079
Figura 5.1 Comparação entre os resultados obtidos na validação	085
Figura 5.2 Temperatura das células fotovoltaicas ao longo do seu comprimento	086
Figura 5.3 Curva de Temperatura da camada fotovoltaica.....	086
Figura 5.4 Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T na horizontal.....	088

Figura 5.5 Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado $7,17^\circ$ e orientado ao norte.	089
Figura 5.6 Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado 30° e orientado ao norte	090
Figura 5.7 Comparação da irradiância ao longo do ano para três inclinações do módulo	090
Figura 5.8 Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado $7,17^\circ$ e orientado ao sul.....	091
Figura 5.9 Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado 30° e orientado ao sul.....	092
Figura 5.10 Comparação da irradiância ao longo do ano para três inclinações do módulo orientado para o sul	093
Figura 5.11 Curva de potência elétrica produzida para o sistema na horizontal	094
Figura 5.12 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao norte	095
Figura 5.13 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado em 30° e orientado ao norte	096
Figura 5.14 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao sul.....	097
Figura 5.15 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao sul.....	098
Figura 5.16 Curva de potência elétrica produzida para o sistema na horizontal e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$	099
Figura 5.17 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao norte e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$	100
Figura 5.18 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao norte e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$	101
Figura 5.19 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao sul e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$	102
Figura 5.20 Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao sul e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$	102
Figura 5.21 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema PV/T na horizontal e com vazão de $0,005\text{kg/s}$	104

Figura 5.22 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,005kg/s.....	105
Figura 5.23 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 30°, orientado ao norte e com vazão de 0,005kg/s.....	106
Figura 5.24 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 7,17°, orientado ao sul e com vazão de 0,005kg/s	106
Figura 5.25 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 30°, orientado ao sul e com vazão de 0,005kg/s	107
Figura 5.26 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema na horizontal e com vazão de 0,0075kg/s	108
Figura 5.27 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s	108
Figura 5.28 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 30°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s	109
Figura 5.29 Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 7.17°, orientado ao sul e com vazão de 0,0075kg/s	110
Figura 5.30 Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,005kg/s.....	112
Figura 5.31 Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,005kg/s.....	112
Figura 5.32 Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao sul e com vazão de 0,005kg/s	113
Figura 5.33 Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao sul e com vazão de 0,005kg/s	114
Figura 5.34 Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s.....	115
Figura 5.35 Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s.....	115
Figura 5.36 Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao sul e com vazão de 0,0075kg/s	116
Figura 5.37 Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em 7,17°, orientado ao sul e com vazão de 0,0075kg/s	117

Figura 5.38 Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte.....	118
Figura 5.39 Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte.....	118
Figura 5.40 Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul	119
Figura 5.41 Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul	120
Figura 5.42 Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte com vazão de 0,0075kg/s.....	121
Figura 5.43 Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte com vazão de 0,0075kg/s.....	122
Figura 5.44 Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul com vazão de 0,0075kg/s	122
Figura 5.45 Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul com vazão de 0,0075kg/s	123
Figura 5.46 Comportamento da temperatura da água no reservatório térmico	124
Figura 6.1 Configuração do sistema de poligeração para o cenário 1	130
Figura 6.2 Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência frigorífica e vazão mássica de vapor	131
Figura 6.3 Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência elétrica e carga do motor	132
Figura 6.4 Relação entre a carga do motor, potência elétrica e vazão mássica de vapor	133
Figura 6.5 Relação entre a temperatura de arrefecimento e a produção de vapor.....	133
Figura 6.6 Configuração do sistema de poligeração para o cenário 2	134
Figura 6.7 Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência elétrica e carga do motor para o cenário 2	136
Figura 6.8 Relação entre a temperatura de saída do evaporador, vazão de vapor e abertura da válvula de distribuição para o cenário 2	137
Figura 6.9 Relação entre a carga do motor, vazão de vapor e potência elétrica para o cenário 2.....	137

Figura 6.10 Relação entre a temperatura de arrefecimento, abertura da válvula VD e a geração de vapor	138
Figura 6.11 Configuração do sistema de poligeração para o cenário 3	139
Figura 6.12 Relação entre a temperatura da água gelada, abertura da válvula VD e a geração de vapor	140
Figura 6.13 Relação entre a carga do motor, vazão de vapor e potência elétrica para o cenário 3.....	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Característica do gás natural fornecido em Pernambuco e na Paraíba	020
Tabela 4.1: Dados do tanque de armazenamento térmico	059
Tabela 4.2: Dados do grupo Motor-Gerador	061
Tabela 4.3: Dados operacionais do grupo motor-gerador	062
Tabela 4.4: PCI dos hidrocarbonetos que compõem o gás natural.....	067
Tabela 5.1: Dados de entrada do sistema PV/T	081
Tabela 5.2: Condição inicial do sistema PV/T	082
Tabela 5.3: Comparação do modelo numérico de radiação.....	084
Tabela 5.4: Dados geográficos e climáticos para João pessoa	087
Tabela 5.5: Dados de irradiância para diferentes inclinações e orientações	094
Tabela 5.6: Valor médio da potência elétrica, considerando o período entre nascer e pôr do sol.	103
Tabela 5.7: Valor médio da potência térmica, considerando o período entre nascer e pôr do sol	110
Tabela 6.1: Dados de entrada para validação do grupo motor-gerador.....	126
Tabela 6.2: Dados das potências obtidas neste trabalho e na literatura.....	126
Tabela 6.3: Dados de entrada para validação do chiller de absorção	127
Tabela 6.4: Comparação do chiller de absorção.....	127
Tabela 6.5: Dados de entrada do sistema de poligeração	129
Tabela 6.6: Demandas da instalação industrial.	129

Tabela 6.7: Resultados para o sistema de trigeriação convencional.....	130
Tabela 6.8: Resultado para o sistema de poligeriação com a presença do sistema PV/T em circuito aberto	135
Tabela 6.9: Resultados para o sistema de poligeriação, com módulo PV/T em circuito fechado	140

Nomenclatura

A	Área
c	Calor específico
D	Diâmetro
g	Gravidade
G	Radiação
G_{cs}	Constante solar
H	Radiação média mensal
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção - Entalpia
k	Condutividade térmica
k_i	Fração mássica de cada componente do gás natural
K_T	Índice médio de claridade
L	Comprimento da tubulação
m	Fluxo de massa
n	Número de dias
Nu	Número de Nusselt
N_{tubo}	Número de tubos
PCI	Poder calorífico superior
Q	Fluxo de calor
R	Índice de refração

Ra	Número de Rayleigh
T	Temperatura
t	Tempo
U	Coeficiente global de troca térmica
U_b	Coeficiente de perda na base
U_l	Coeficiente de perda na lateral
U_s	Coeficiente de perda da face superior
U_{Total}	Coeficiente global de perda de calor
V	Velocidade
W	Largura do módulo fotovoltaico/térmico
$\dot{W}_m$	Potência do motor
X_i	Fração mássica de cada componente do gás natural

Subscritos

ad	Adesivo
amb	Ambiente
at	Absorvedor térmico
comb	Combustível
cond	Condução
conv	Convecção
d	Difusa
e	Entrando
ef	Efetiva
ext	Externo

F	Fator de eficiência do coletor
g	Solo
ge	Gases de exaustão
GN	Gás natural
h	Hemisférica
int	Interno
iso	Isolamento
o	Extraterrestre
pv	Painel fotovoltaico
rad	Radiação
s	Saindo
S	Superfície
TC	Trocador de calor
tubo	Tubo
v	Vidro
∞	Infinito (afastado da superfície)

Letras Gregas

α	Absortância
α_{ar}	Difusividade térmica do ar
$(\alpha\tau)_{pv}$	Absortância-tramitância efetiva
β	Inclinação
β_{ar}	Coeficiente de expansão volumétrica do ar
δ	Declinação solar - espessura

φ	Latitude
γ	Ângulo de azimute da superfície
γ_s	Ângulo de azimute solar
θ	Ângulo de incidência
θ_z	Ângulo Zênite
θ_2	Ângulo de refração
∇	Gradiente
σ	Constante de Stefan-Boltzman
ε	Emissividade - Efetividade
ρ	Refletividade
τ	Transmitância
ω	Tempo solar
ω_s	Hora angular que o sol se põe
τ_{dia}	Duração do dia
Λ_e	Coefficiente de extinção
ν_{ar}	Viscosidade cinemática do ar
η	Eficiência
η_r	Eficiência de referência
η_{term}	Eficiência térmica
γ_{pv}	Coefficiente de temperatura do módulo

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

O desenvolvimento tecnológico alcançado pelo ser humano nas últimas décadas, embora tenha gerado um aumento no conforto e na expectativa de vida, veio acompanhado de um aumento do consumo de energia elétrica, sofrendo um aumento de 44% entre 1971 e 2014, sendo 80% fornecida por meio de combustíveis fósseis, no âmbito mundial (WANG; BUI; ZHANG, 2020). Destacando o consumo para climatização (aquecimento e resfriamento), segundo Rout et al. (2021), entre 25% e 30% do consumo de eletricidade residencial é destinado para o aquecimento de água.

Embora o Brasil se destaque na produção renovável de energia com fontes limpas, representando aproximadamente 46% e 83% das matrizes energética e elétrica respectivamente (EPE, 2020), para atender o aumento na demanda de energia elétrica, termelétricas que operam à base de combustíveis fósseis foram sendo instaladas, contribuindo assim para um aumento na emissão de gases do efeito estufa. Cenário parecido com o que ocorre em diferentes países do mundo.

Como forma de reduzir a emissão de gases e por consequência os efeitos danosos na atmosfera, empresas e pesquisadores vêm desenvolvendo trabalhos voltados para tecnologias limpas e um consumo consciente de energia, onde entre as principais alternativas estão, o uso da energia solar e de sistemas que operam por cogeração, trigeração ou poligeração. Segundo Xi, Eshaghi e Sardari (2021), quando acoplados os sistemas solares e

os motores de combustão interna possuem potencial para competir com sistemas convencionais que operam apenas por combustíveis fósseis.

A energia solar vem ganhando destaque na produção de energia elétrica e térmica, por meio dos módulos fotovoltaicos e coletores solares respectivamente, porém o espaço demandado para a instalação desses dois tipos de sistema é considerável. Além disso, o módulo fotovoltaico quando exposto a temperatura elevada possui uma perda de eficiência da ordem de 0,4% por °C (CHOW, 2010).

Uma alternativa para ambientes que não possuem área necessária para a instalação dos dois sistemas é utilizar o sistema fotovoltaico/térmico (PV/T), capaz de produzir as duas formas de energia ocupando a área de apenas um dos equipamentos (JI et al., 2014), uma vez que o coletor solar é instalado na face posterior do módulo fotovoltaico, agregando ainda um aumento da eficiência elétrica com a redução da temperatura e um aumento da eficiência global do sistema (FUDHOLI et al., 2014).

A outra alternativa que vem ganhando destaque, os sistemas de cogeração, são capazes de produzir dois produtos, com apenas uma única fonte de energia, o que eleva o rendimento global do sistema. Esse tipo de sistema apresentou um crescimento de 5,9% ao ano entre 2006 e 2015 no cenário mundial, sendo mais comum de ser encontrado em indústrias, porém é presente em universidades, hospitais, entre outros (RIVERA-ALVAREZ et al., 2020). Como forma de promover o aumento na eficiência de sistemas através do fornecimento de um maior número de produtos, pesquisadores vêm estudando sistemas de trigeração e poligeração que podem operar com energia solar e outras fontes de energia (hibridização), sendo capaz de operar ao longo de todo o dia (KASAEIAN et al., 2020).

Devido às razões citadas acima, este trabalho tem como objetivo estudar a inserção dos sistemas fotovoltaico/térmico em um sistema de poligeração, composto por um grupo motor-gerador de combustão interna a gás natural e um chiller de absorção. Logo, o sistema proposto tem capacidade de atender a demanda térmica (vapor, água quente e água gelada) e prover energia elétrica, porém com um potencial para diversas aplicações que vão desde as demandas da economia local, como agropecuária, polo de confecções, lavanderias e hotéis..

1.1 MOTIVAÇÃO

A seguinte proposta de tese surge com o objetivo de avançar não apenas em direção ao consumo consciente de energia, mas também estudar uma forma de produção energética que integre desenvolvimento e preocupação ambiental.

Entre as principais motivações para a realização deste trabalho estão a busca por um meio de geração de energia limpa, que possa de forma associada suprir as necessidades de energia elétrica e térmica e gerar conhecimento para o desenvolvimento dessas tecnologias, bem como quantificar o ganho energético global e o ganho elétrico, na região de estudo, com a utilização de sistemas fotovoltaico/térmico acoplados a um sistema de poligeração.

1.2 OBJETIVOS

A seguir serão apresentados o objetivo geral e os específicos que nortearam o desenvolvimento deste trabalho.

1.2.1 Objetivo Geral

Analisar o comportamento de um sistema fotovoltaico/térmico e sua integração em um sistema de poligeração composto por grupo motor-gerador e chiller de absorção, através do desenvolvimento de modelo numérico capaz de fornecer resultados precisos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Propor um sistema de poligeração capaz de atender a demanda de vapor, energia elétrica e frio;
- Estudar e compreender o funcionamento do sistema de poligeração proposto, incluindo seus subsistemas;

- Desenvolver um modelo numérico utilizando o *MATLAB*, para a realização do estudo do sistema PV/T;
- Desenvolver um modelo utilizando a ferramenta EES para o estudo do sistema de poligeração;
- Realizar análise energética dos sistemas estudados;
- Realizar estudo paramétrico do sistema de poligeração para avaliar o comportamento do sistema;

1.3 ESTRUTURA DA TESE

Esta tese está estruturada em seis capítulos.

No capítulo II é apresentado o estado da arte para o tema abordado neste trabalho,.

No capítulo III são apresentados os fundamentos teóricos que servem de base para o desenvolvimento da pesquisa.

No capítulo IV são apresentadas as metodologias aplicadas para o estudo do sistema PV/T e do sistema de poligeração.

No capítulo V são apresentados e discutidos os resultados obtidos mediante aplicação da metodologia desenvolvida para o sistema PV/T.

No capítulo VI são apresentados e discutidos os resultados obtidos para o sistema de poligeração.

No capítulo VII são apresentadas as conclusões obtidas com o estudo e as sugestões de trabalhos futuros relacionados ao tema desta pesquisa.

CAPÍTULO II

ESTADO DA ARTE

Neste capítulo serão apresentados estudos realizados na temática de sistemas de cogeração, poligeração e módulo fotovoltaico/térmico. Os sistemas discutidos a seguir tratam da produção de energia elétrica, calor, frio, água destilada, entre outros produtos que podem ser alcançados através de diferentes configurações de sistemas de poligeração.

No trabalho desenvolvido por Rubio, Uche e Dejo (2008) foi avaliada a utilização de um sistema de poligeração para atender a demanda de calor, frio, água e energia elétrica de um hotel na costa do Mediterrâneo ao longo do ano. O perfil de consumo do hotel foi levantado e um sistema foi proposto para atender 94500 m³/ano de água, 36000m³/ano de água quente para sanitário, além de um consumo específico de 427kWh/m² de energia elétrica. Os autores propuseram a utilização de um motor de combustão interna, que associado com chiller de absorção, chiller de compressão e trocadores de calor atenderam às necessidades do hotel. O esquema pode ser visualizado na Figura (2.1).

Os autores também realizaram análises energéticas e econômicas do sistema proposto, chegando a resultados que mostram uma discrepância entre as análises energética e econômica, que segundo os autores é devido às tarifas locais. Porém os autores destacam que uma melhoria econômica no sistema seria alcançada se a influência da redução de emissão de CO₂ fosse considerada.

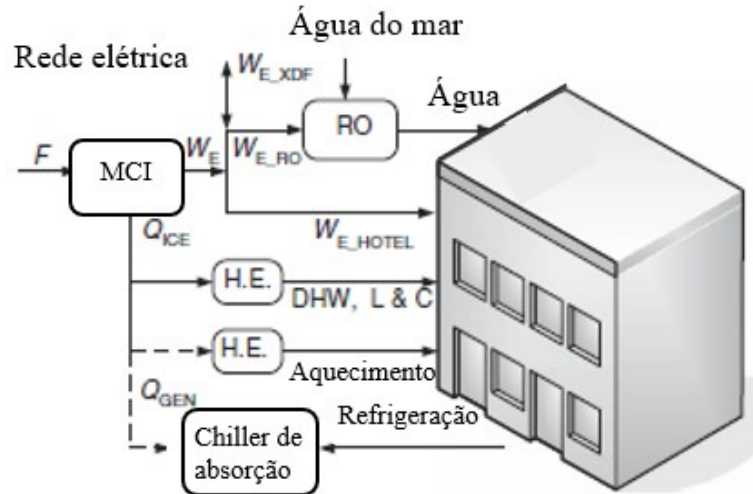


Figura 2.1: Esquema de sistema de poligeração instalado em hotel na costa do mediterrâneo.

Fonte: Adaptado de Rubio, Uche e Dejo (2008)

Ainda no litoral, mas agora para atender uma atividade industrial, os autores Govindasamy, Rajagopal e Coronas (2020) realizaram um estudo numérico a partir do balanço de massa e energia de um sistema de poligeração com duas fontes de energia de acionamento para a produção de energia elétrica, água gelada, água destilada e ar quente para atender as necessidades durante o processamento de peixe em regiões costeiras. O sistema estudado é composto por concentrador solar, caldeira para queima do óleo extraído do peixe, sistema de refrigeração por absorção operando com amônia e água, um sistema de potência *Kalina* e um freezer de dessalinização. As fontes de acionamento do sistema são obtidas através do coletor solar e da queima do óleo extraído durante o processamento do peixe. Os resultados mostraram que durante o dia o sistema proposto pode atender a demanda térmica através do uso do coletor solar e da caldeira sem a utilização do calor armazenado, além de produzir um total de $1205\text{m}^3/\text{h}$ de água destilada, 141kW de potência frigorífica, atingindo uma eficiência energética de 22% e chegando a 87% de eficiência exergética.

Quanto à possibilidade dos sistemas de poligeração atenderem à demanda da zona rural, Wegener et al. (2021) estudaram uma otimização técnica e econômica de um sistema de poligeração com armazenamento de energia através da utilização de bateria e biogás. Os autores utilizaram as ferramentas computacionais *MATLAB* e *HOMER*, e validaram seus resultados a partir de estudos de casos realizados anteriormente. Os estudos foram realizados

a partir da necessidade dos habitantes da zona rural de *El Sena in Pando* na Bolívia, e têm como objetivo atender à demanda de energia elétrica e água dessa comunidade. Os autores propuseram um sistema de poligeração que utiliza o biogás extraído a partir de dejetos produzidos na criação de animais. Esse biogás é queimado em um motor de combustão interna para a geração de eletricidade e o calor produzido é destinado à purificação de água. Os autores ainda utilizaram painéis fotovoltaicos para auxiliar na produção de energia elétrica. Entre os principais resultados pode-se destacar:

- Maior estabilidade frente à variação de preço do combustível, além de um custo 22% menor durante a vida útil do sistema quando comparado com o sistema operando com diesel (sistema utilizado na comunidade)
- Redução de 98% na emissão de CO₂ e aproveitamento dos resíduos sólidos como fertilizantes nas propriedades da região.
- Necessidade de baterias e módulos fotovoltaicos para atender à demanda elétrica mesmo com a conversão de biomassa possuindo uma alta eficiência.

As necessidades de prédios administrativos também podem ser atendidas com a utilização de sistemas de poligeração. O exemplo é o estudo realizado por Del amo et al (2020), onde foi avaliada de forma numérica, utilizando a ferramenta *TRNSYS*, a otimização de um sistema composto por módulos solares fotovoltaicos, sistemas PV/T, tanque de armazenamento térmico e bomba de calor. O comportamento do sistema foi avaliado no período de um ano, levando em consideração a variação diária e a sazonalidade da demanda térmica. Os autores realizaram três estudos para uma instalação educacional na Universidade de Zaragoza, na Espanha (Figura 2.2), levando em consideração, além da necessidade técnica, o tempo de retorno do investimento.

Os autores levantaram os seguintes pontos para as três configurações de sistemas analisados: Na primeira análise, foi realizada a variação do número de módulos PV/T (cobertura solar) e da capacidade térmica da bomba de calor. Os autores constataram que a cobertura máxima (71,2%) foi alcançada para uma bomba de calor de 38kW_L, com 135 módulos PV/T. No segundo estudo foi avaliada a operação ótima de um tanque de armazenamento térmico sazonal de 1500m³, encontrando uma cobertura de 94,7% e uma bomba de calor de 57kW. Por último, foi realizada a variação do tanque térmico menor no lado quente da bomba de calor para uma cobertura solar de 97,7%, porém o aumento do

tanque menor não resultou em uma diminuição do tanque de armazenamento sazonal.

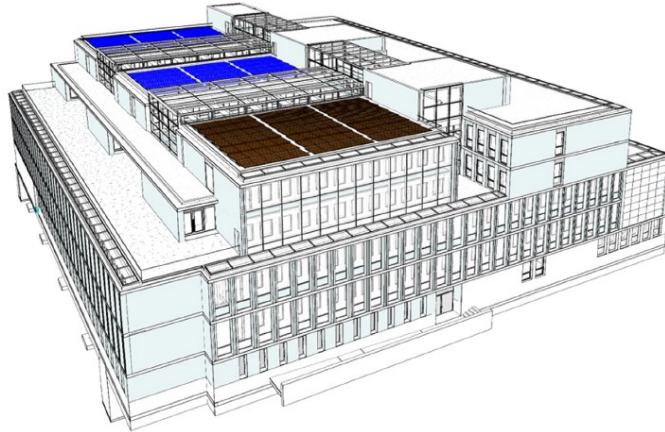


Figura 2.2: Instalação do sistema no prédio da universidade de Zaragoza.

Fonte: Del amo et al (2020)

Por sua vez, Shahzamanian et al. (2020) apresentaram um estudo numérico de um sistema de poligeração para atender as demandas de potência elétrica, calor e frio da instalação da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal. O sistema proposto é composto de painéis fotovoltaicos, sistema de refrigeração com injetor e coletores solares de tubo evacuado, além de utilizarem tanque de armazenamento térmico para o calor e a rede elétrica para armazenar a energia elétrica produzida. Os estudos foram divididos em duas partes. A parte térmica foi conduzida através do TRNSYS, enquanto a produção de energia elétrica foi calculada através do PVsyst. Os autores obtiveram entre os resultados: uma área de 13m^2 de coletor solar de tubo evacuado, capaz de atender em até seis vezes a demanda anual do prédio e a instalação de sete módulos fotovoltaicos, necessários para atender a demanda elétrica com um valor 60% superior.

Seguindo o mesmo objetivo, o trabalho desenvolvido por Calise et al. (2020) avaliou o desempenho de um sistema de trigeração para atender as necessidades térmicas (aquecimento e resfriamento) e elétrica de um centro esportivo composto por cinco campos de futebol, vestiário e bar localizado em *Campi Flegrei* na Itália. O sistema analisado é um protótipo de pequena escala de um sistema de poligeração fazendo uso de energia solar, energia geotérmica e de biomassa. O sistema é composto por um poço geotérmico de baixa

temperatura (96 °C), coletores solares evacuados (25m²), aquecedor com uso de biomassa (200kW), ciclo rankine orgânico (6kW), chiller de absorção (17,1kWf), tanque de armazenamento térmico e um sistema de armazenamento de energia baseado da tecnologia de íons de lítio (45,56kWh), sendo o *layout* dividido em dez circuitos. Esta planta teve o comportamento dinâmico e termoeconômico estudado ao longo de um ano através da utilização do software TRNSYS e respeitando a legislação italiana quanto às temperaturas limites de aquecimento e resfriamento. Os resultados foram analisados em três diferentes escalas de tempo: diária, mensal e anual, destacando-se as seguintes conclusões:

- Redução de 97,36% na emissão de CO₂ e economia de energia de 94,54% através do uso do sistema de poligeração proposto.
- Atendimento de 75% da demanda de energia elétrica do sistema através do uso da bateria.
- Por último, os autores concluíram que a exclusão do aquecedor com uso de biomassa não afetou a performance da planta.

Devido à sazonalidade de alguns sistemas de geração de energias renováveis, a forma de armazenamento deste tipo de energia é um desafio para atender a demanda durante longos períodos. No trabalho desenvolvido por Jiang et al. (2021), os autores realizaram estudos termodinâmico e econômico de um sistema de poligeração utilizando ar comprimido como forma de armazenamento de energia. Os autores estudaram por meio da ferramenta *Matlab* a influência do número de estágios de compressão/expansão, efetividade do trocador de calor e pressão de armazenamento sobre o desempenho e possível classificação do sistema em cogeração ou trigeração. Utilizando o algoritmo *NSGA-II* os autores realizaram uma otimização do sistema. Os principais componentes do sistema estudado foram o compressor e a turbina, o reservatório de ar comprimido, gerador e o sistema de armazenamento térmico. Entre os resultados obtidos, pode-se destacar o ponto de operação ótimo para um sistema de cogeração obtido com dois estágios de compressão e dois de expansão e o ponto ótimo de operação para o sistema de trigeração com três estágios de compressão e um estágio de expansão.

Por sua vez, visando a melhoria do desempenho dos sistemas de poligeração, Vazini Modabber, Khoshgoftar Manesh (2021) efetuaram dois estudos. No primeiro foram realizadas análises energéticas, exergéticas, exergoambiental e exergoeconômica (4E) em uma unidade de trigeração localizada na ilha de *Qeshm*, Iran, além de uma otimização para

a planta que é responsável pela produção de água destilada, calor e potência elétrica através da utilização de unidade de destilação de múltiplos efeitos com compressor de vapor térmico, recuperador de calor e turbina a gás. No segundo estudo foram feitas implementações no sistema já descrito anteriormente, sendo adicionado coletores solares do tipo parabólico, chiller de absorção (para reduzir a demanda do compressor) e um sistema de dessalinização por osmose reversa, sendo realizada a análise baseada nos 4E e a otimização para o sistema proposto.

Os resultados obtidos pelos autores mostraram que é possível uma redução de 1019 tons/ano no consumo de combustível, além de uma redução no custo e no impacto ambiental através do resfriamento do ar pelo chiller de absorção. Com a otimização, o estudo realizado antes da implementação dos equipamentos apresentou um incremento superior a 27% em sua eficiência exergética, enquanto o sistema novo teve sua eficiência exergética elevada em mais de 13%.

Também objetivando a melhora do sistema, Calise, D'Accadia, Vicidomini (2019) realizaram uma análise dinâmica e uma otimização de um sistema de poligeração constituído por coletor solar de tubo evacuado, aquecedor e resfriador solar, chiller de absorção de simples efeito utilizando brometo de lítio, destilador de múltiplo efeito e queimador para biomassa. O objetivo dos autores foi realizar a análise em sistemas mais estáveis, com padrões de funcionamento mais estabelecidos de forma a tornar o resultado mais realista e com um custo menor. Sendo assim, o sistema foi proposto para a cidade de *Naples*, no sul da Itália e é capaz de produzir energia térmica para o resfriamento e para o aquecimento e água limpa. Além de ser realizada uma análise para estudar a performance do sistema sob diferentes condições de operação, os autores também realizaram uma análise econômica. Entre os principais resultados alcançados pelos autores pode-se destacar:

- Economia de 2099MWh/ano de energia
- Retorno de investimento em 3,52 anos se considerado o incremento na tarifa

Porém, como qualquer equipamento, durante alguma etapa de sua vida (fabricação, operação e fim de vida) produz algum tipo de impacto ao meio ambiente, no trabalho realizado por Mendecka, Tribioli e Cozzolino (2020) foi avaliado o desempenho ambiental dos diferentes componentes do sistema de poligeração. O estudo avaliou além do impacto

ambiental do processo produtivo, o impacto durante sua vida útil em operação e o fim da vida de todos os equipamentos presentes. O sistema de poligeração apresentado pelos autores apresenta os seguintes equipamentos: sistema fotovoltaico, banco de bateria, célula de combustível, cabos elétricos, inversor solar e o motor diesel de backup descrito na Figura (2.3).

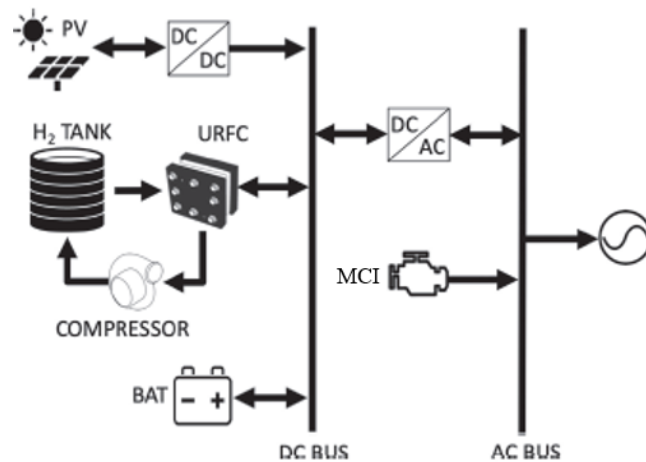


Figura 2.3: Equipamentos que compõem o sistema de poligeração proposto por Mendecka, Tribioli e Cozzolino (2020).

Fonte: Mendecka, Tribioli e Cozzolino (2020)

O sistema foi estudado em cinco diferentes locais nos Estados Unidos com o objetivo de avaliar o comportamento sob diferentes condições geográficas e climáticas. Para a realização das análises e comparação, os autores consideraram a capacidade fotovoltaica constante e o banco de bateria e motor de combustão foram escolhidos de acordo com critério de custo de vida mínimo. De acordo com o descrito acima os autores obtiveram entre outros, os seguintes resultados:

- Foi identificado que o conjunto de painéis fotovoltaicos e o banco de bateria são responsáveis pelo maior impacto ambiental durante o ciclo de fabricação dos equipamentos, porém não apresentaram impacto no fim de vida.
- Também foi identificado que o incremento de módulos fotovoltaicos reduz a influência durante a fase de operação dos equipamentos
- Por último pode-se destacar que as células de combustíveis

apresentaram um baixo impacto ambiental durante o ciclo de vida, sendo uma alternativa para a substituição das baterias e do motor de combustão interna.

Entre os equipamentos que podem compor os sistemas de poligeração, os sistemas fotovoltaico/térmico (PV/T) vêm ganhando espaço devido a sua capacidade de modulação, além de ter como fonte de energia o sol. Logo diversos autores vêm desenvolvendo pesquisas voltadas para sistemas de poligeração com este equipamento presente. Em Kong et al. (2020), os autores realizaram análises econômica e de performance (utilizando os dados climáticos para a cidade de *Chiang Mai*) para um sistema composto por uma bomba de calor em cascata, um sistema PV/T, além de dois reservatórios térmicos, um para fluido a baixa temperatura e outro para o fluido a alta temperatura em um país de clima tropical ao longo das quatro estações. O esquema do sistema analisado está descrito na Figura (2.4). Como ferramenta, os autores utilizaram o *Microsoft Excel* e o *Matlab*.

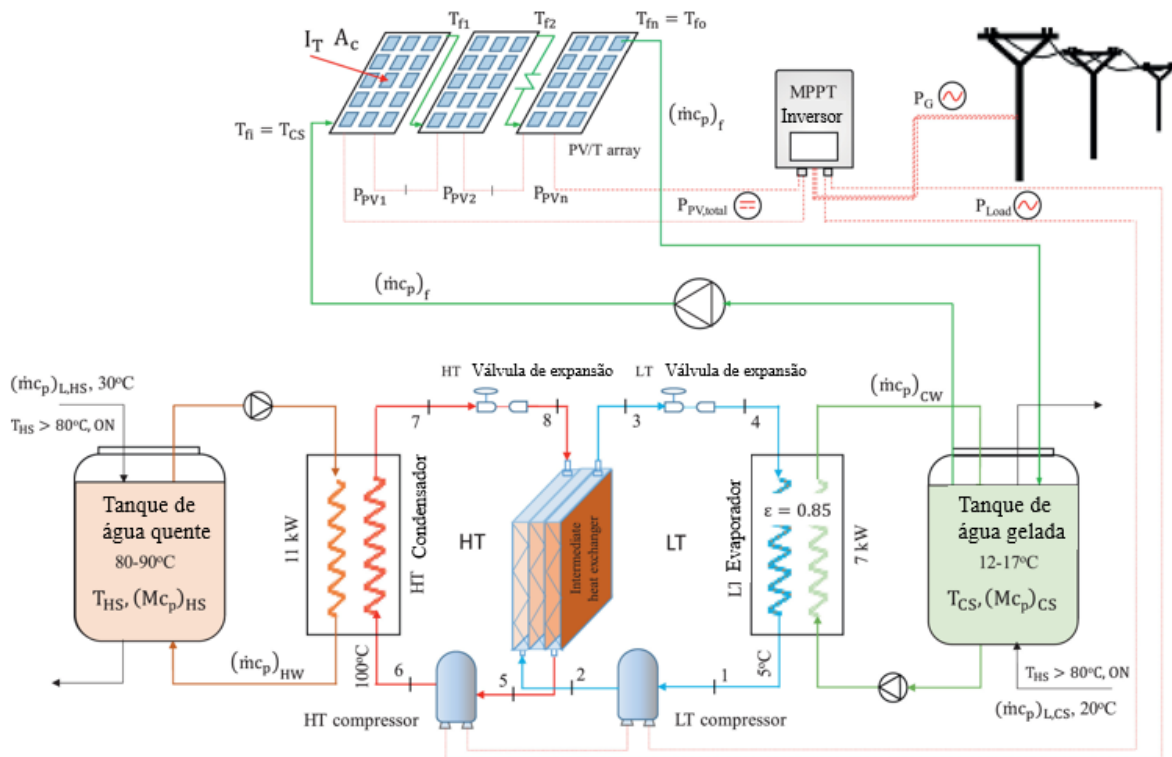


Figura 2.4: Sistema de poligeração utilizando módulos fotovoltaico/térmico.

Fonte: Adaptado de Kong et al. (2020)

Além dos estudos para avaliar o desempenho do sistema, os autores analisaram a energia elétrica e térmica produzida pelo sistema para diferentes números de módulos PV/T, além de calcular o *payback*. Os resultados mostraram que durante o inverno ocorreu a maior produção de energia elétrica, devido à alta irradiação e baixa temperatura ambiente, alcançando valores que variam entre 192,48W-174,18W entre o primeiro e quinto módulo devido à elevação da temperatura da água ao longo do sistema. A segunda maior produção de energia elétrica ocorreu no verão e estes valores variaram entre 190,63W-169,76W entre o primeiro e quinto módulo. Quando avaliado o sistema composto por bomba de calor-PV/T, a melhor performance foi alcançada no verão obtendo-se 6,2kWh de energia elétrica gerada, 31,53kWh de energia térmica destinada ao resfriamento e 49,52kWh de geração para o aquecimento. Quanto à análise econômica, os autores obtiveram um retorno do investimento no prazo de 7,87 anos.

Por sua vez, Hu et al. (2020) avaliaram numericamente a performance de um sistema PV/T utilizando água como fluido de trabalho e sob a aplicação de vácuo. Os resultados obtidos através de modelo matemático, resolvido por meio do método das diferenças finitas, foram comparados com um sistema comum. Também foram realizadas análises paramétricas sobre o desempenho do sistema quando variada a temperatura da água de alimentação, o grau de aplicação de vácuo do sistema, a emissividade da cobertura do módulo fotovoltaico e o coeficiente de temperatura da célula fotovoltaica. Na Figura (2.5) é apresentado o esquema de montagem do sistema PV/T que é composto por uma cobertura de vidro, um painel fotovoltaico, tubos de cobre e isolamento. A diferença entre este sistema e um sistema convencional, está na aplicação de vácuo acima e abaixo do painel fotovoltaico com o objetivo de reduzir a perda de calor por convecção.

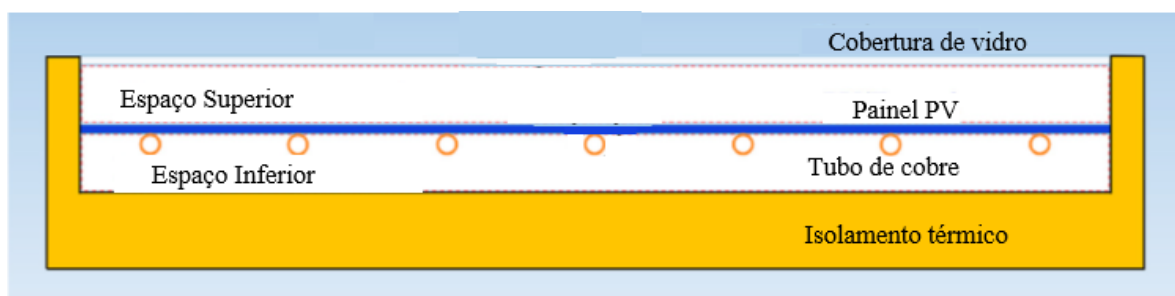


Figura 2.5: Camadas de um sistema PV/T.

Fonte: Adaptado de Hu et al. (2020)

Entre os resultados apresentados pelos autores pode-se destacar o ganho de eficiência quando operando o sistema a 90°C, chegando a 9,10%. Ainda pode-se destacar os resultados obtidos quando variado o grau de vácuo aplicado de 100% para 0%, onde se obtém o aumento da eficiência elétrica de 8,55% para 8,82%, enquanto a eficiência térmica e total decresceu de 13,50% para 6,38% e 26,82% para 20,10% respectivamente.

Quanto aos materiais que compõem o sistema PV/T, Vaishak e Bhale (2021) analisaram o comportamento de um sistema PV/T utilizando vidro, cobre e TPT (tedlar-poliéster-tedlar) na sua face posterior. O sistema foi estudado através de um modelo numérico unidimensional, em regime estacionário e validado experimentalmente. Na Figura (2.6) está o esquema do sistema PV/T analisado.

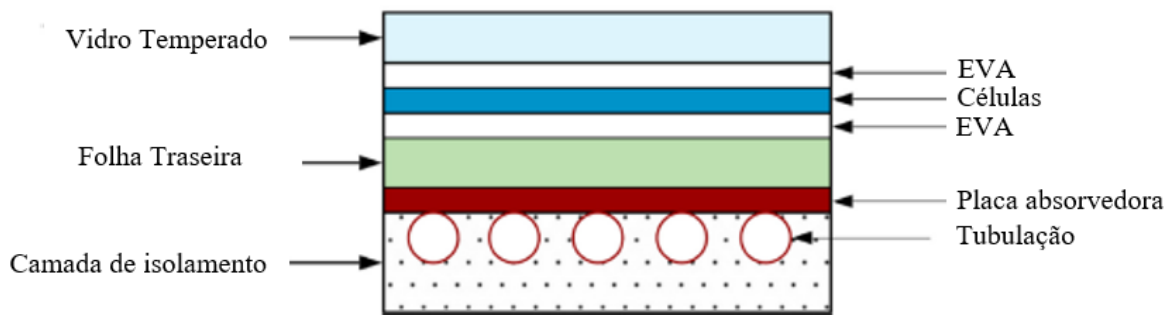


Figura 2.6: Composição das camadas de um sistema PV/T.

Fonte: Adaptado de Vaishak e Bhale (2021)

Os autores analisaram via balanço de energia a influência da variação da radiação solar, espessura da folha traseira nos parâmetros: temperatura da célula, eficiência elétrica, ganho térmico e COP (Coeficiente de performance). Entre os principais resultados apresentados pelos autores, pode-se destacar a temperatura alcançada pelas células fotovoltaicas quando utilizado o vidro, chegando a 25,5°C, enquanto o TPT e o cobre alcançaram 22,6 °C e 23,9 °C respectivamente, repercutindo na eficiência elétrica do sistema, que foram 14,82%, 15,63% e 15,26% para o vidro, TPT e cobre respectivamente. Quando analisado o ganho térmico, valores de 534W, 525W e 548W foram obtidos para o vidro, TPT e cobre respectivamente. Sendo assim pode-se observar um maior COP para o coletor utilizando o cobre como material, seguido por vidro e TPT.

Analisando a construção do coletor, Fudholi et al. (2014) apresentaram um estudo quanto a performance de três sistemas PV/T sob diferentes condições de irradiância, variando entre 500W/m^2 – 800W/m^2 com incrementos de 100W/m^2 e vazão mássica ($0,011\text{kg/s}$ – $0,041\text{kg/s}$). Os autores avaliaram a eficiência elétrica do sistema fotovoltaico, a eficiência térmica do coletor solar e a eficiência do sistema acoplado para as condições apresentadas acima. Adicionalmente também foi avaliada a influência da temperatura e da vazão mássica na eficiência. Os testes dos sistemas foram realizados no laboratório de energia solar da universidade de *Kebangsaan*, onde foi utilizado equipamento com 23 unidades de lâmpadas de halogêneo com 500W cada, com ambiente em atmosfera controlada sob condições similares as utilizadas durante os testes dos módulos fotovoltaicos. Os sistemas analisados foram com configuração de teia (a), fluxo direto (b), espiral (c) e estão apresentados na Figura (2.7).

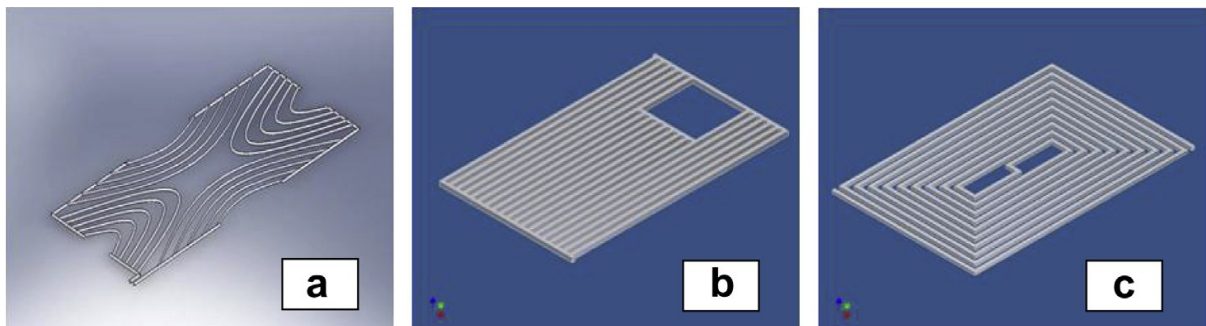


Figura 2.7: Diferentes configurações de absorvedor para sistemas PV/T.

Fonte: Fudholi et al. (2014)

Entre as principais conclusões obtidas pelos autores pode-se destacar a melhor eficiência apresentada pelo coletor com uma configuração em espiral quando adotada uma vazão mássica de $0,041\text{kg/s}$ e uma irradiância de 800W/m^2 , chegando este sistema PV/T a uma eficiência acoplada de 65%.

Por último tem-se a aplicação da metodologia experimental desenvolvida por Pang et al. (2019), onde foi analisado de forma experimental o desempenho de um sistema PV/T operando com água como fluido de trabalho, sendo analisada a influência de um escoamento elevado de fluido no seu interior, com valor entre $0,005\text{ kg/s}$ e $0,25\text{ kg/s}$, além da influência da inclinação do sistema. Todas as análises foram realizadas em ambiente fechado com

radiação controlada por meio de uma lâmpada halógena de tungstênio, temperatura controlada em 25°C e umidade de 20%. Entre os resultados encontrados, pode-se destacar o valor de vazão de 0,15kg/s, que garante uma melhor performance elétrica, enquanto a vazão de 0,25kg/s leva a uma melhor performance térmica. Os autores ainda obtiveram como condição ideal uma vazão compreendida entre 0,1-0,15kg/s, um volume do reservatório térmico de 100L e uma inclinação de 25°.

Embora existam diversos trabalhos publicados que fazem uso de coletores solares e módulos fotovoltaicos em sistemas de poligeração, como os citados anteriormente Calise et al. (2020), Calise, D'accadia, Vicidomini (2019), Govindasamy, Rajagopal, Coronas (2020), Shahzamanian et al. (2020) e Vazini Modabber e Khoshgoftar Manesh (2021), existem poucos que trazem o acoplamento do sistema fotovoltaico/térmico em sistemas de poligeração, principalmente em regiões litorâneas de clima tropical, como é o caso do trabalho de Kong et al. (2020) realizado para o clima tropical, como ocorre na cidade de Joao Pessoa. Sendo assim, este trabalho fornecerá dados sobre o desempenho energético dos sistemas de poligeração que possuem como subsistema os módulos PV/T.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão abordados os conceitos relacionados ao sistema de poligeração e seus subsistemas: módulo fotovoltaico/térmico, grupo motor-gerador, chiller de absorção.

3.1 POLIGERAÇÃO

O desenvolvimento econômico, embora venha proporcionando conforto à população através dos diferentes dispositivos produzidos, também veio atrelado a um maior consumo de energia elétrica. Devido aos principais meios de produção serem poluentes, esse desenvolvimento também trouxe um elevado índice de emissão de gases causadores de problemas ambientais. Algumas soluções vêm sendo propostas com o objetivo de reduzir essa emissão de poluentes, uma delas é por meio do uso da cogeração, trigeração e poligeração.

Sendo a cogeração e a trigeração responsáveis pela produção de dois e três produtos respectivamente com a utilização de uma fonte de energia. Enquanto a poligeração é o termo utilizado para descrever um processo que é capaz de produzir (gerar) três ou mais tipos de produto na saída de um sistema, utilizando para isto apenas uma fonte de energia (Mehr et al., 2021). A utilização desses tipos de sistema tem como objetivo um melhor aproveitamento da energia disponível, seja ela renovável ou não.

A aplicação do conceito de poligeração normalmente está associada à produção de energia elétrica, térmica e água destilada (Wegener et al., 2021) e vem ganhando espaço em diferentes áreas de aplicação, como em edifícios, que são responsáveis por 40% da energia total consumida e 30% da emissão de gases do efeito estufa (Govindasamy, Rajagopal e Coronas, 2020). Na Figura (3.1) estão apresentados os diferentes produtos de um sistema de poligeração e suas principais fontes de energia. Nos tópicos seguintes serão apresentados alguns dos equipamentos utilizados em uma planta de poligeração.

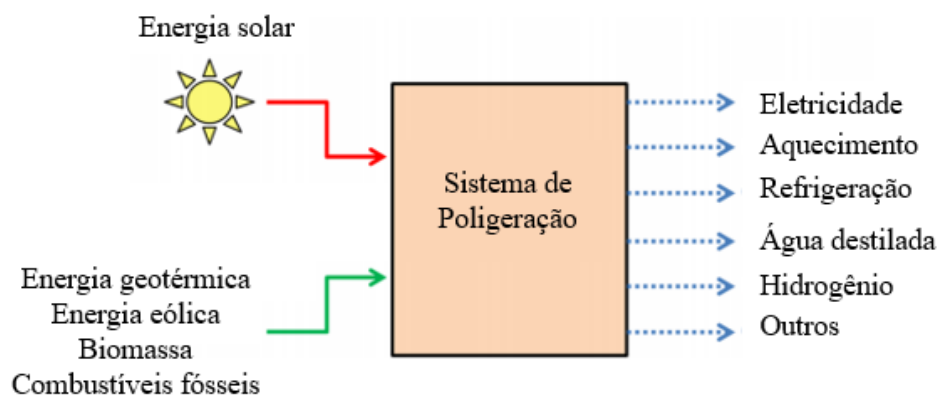


Figura 3.1: Diferentes fontes de energia e produtos da poligeração.

Fonte: Adaptado de Kasaeian et al. (2020)

3.1.1 Grupo motor-gerador

A energia química contida nos combustíveis fósseis é a principal fonte de energia para a locomoção terrestre, marinha e aérea. O equipamento responsável pela conversão dessa energia química em rotação é o motor de combustão interna. Porém, a aplicação dos motores não se restringe apenas aos meios de locomoção, sendo bastante empregado em diferentes setores da economia, principalmente em indústrias.

Os motores de combustão interna podem ser classificados de acordo com o modo que ocorre a ignição, o número de tempos do ciclo, quanto as válvulas, o tipo de combustível, entre outras características. A utilização de motores de combustão interna em projetos que envolvem cogeração ou poligeração se deve a confiabilidade da tecnologia, a adaptação a

diferentes tipos de combustível (diesel, gasolina, álcool, gás natural) e a facilidade de aquisição (ASAE; UGURSAL; BEAUSOLEIL-MORRISON, 2015a).

Dentro de unidades de poligeração, os motores de combustão interna são acoplados a geradores de eletricidade para atender à demanda de energia elétrica e térmica através da conversão da energia química do combustível, o que em sistemas convencionais ocorre de forma separada, ou seja, a queima do combustível é utilizada para o aquecimento e uma fonte externa de energia elétrica é utilizada para atender a demanda elétrica do processo. A utilização de sistemas de cogeração geralmente leva a um aumento da eficiência global do sistema, assim como uma redução na emissão de gases do efeito estufa (ASAE; UGURSAL; BEAUSOLEIL-MORRISON, 2015b), podendo haver um incremento na eficiência global na faixa de 75%-85% (RIVERA-ALVAREZ et al., 2020).

3.1.2 Gás natural

Devido ao menor impacto do gás natural sobre o meio ambiente quando comparado a outros combustíveis fósseis (ATANASOAE, 2020), seu uso vem ganhando destaque em sistemas de poligeração através da utilização de turbinas a gás e motores de combustão interna. Segundo Rivera-Alvarez et al. (2020) o gás natural pode ser a alternativa mais viável para a redução na emissão de poluição, podendo contribuir para uma cogeração mais limpa.

O gás natural é formado por uma cadeia de hidrocarbonetos, onde o principal constituinte é o metano (CH_4). Porém a real composição de um gás natural depende da sua origem (PARK et al., 2021) na Tabela (3.1) é apresentada a composição do gás natural fornecido pela Copergás e PBGás. Assim como os demais combustíveis fósseis, o gás natural é extraído de acumulações formadas pela decomposição de matéria orgânica sob alta pressão ao longo de milhões de anos (SPEIGHT, 2018).

Tabela 3.1: Característica do gás natural fornecido em Pernambuco e na Paraíba

Componentes	% Volumétrica	
	PBgás	Copergás
Metano	90,09	89,24
Etano	6,84	7,86
Propano	0,16	0,24
N ₂	1,35	1,34
CO ₂	1,56	1,25
O ₂	-	0,02

O gás natural é um dos combustíveis mais versáteis no que diz respeito à sua aplicação. Ele pode ser utilizado em meios de transporte, na indústria e em residências, como apresentado na Figura (3.2). Essa característica, associada com as descritas anteriormente, vem destacando esse combustível no cenário mundial como uma alternativa aos demais combustíveis.

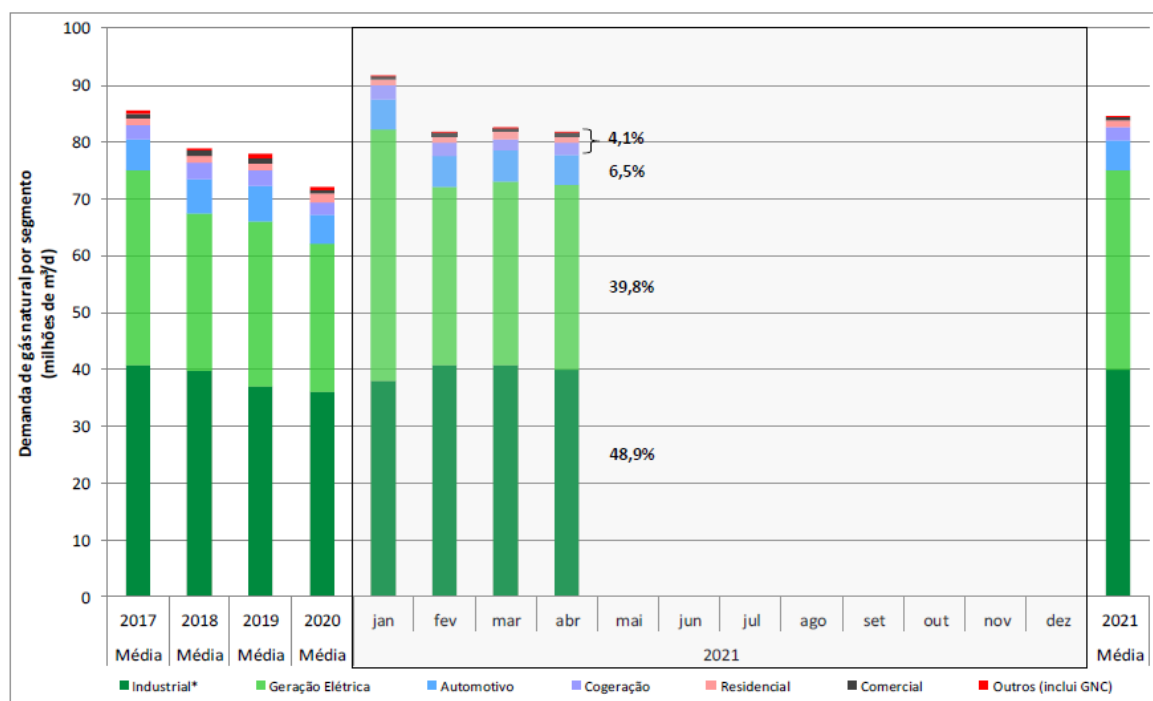


Figura 3.2: Demanda dos principais consumidores de gás natural no Brasil.

Fonte: Mme (2021)

Porém, um dos grandes desafios para o setor de gás natural é a entrega do combustível no local de consumo. A rede de produção e distribuição do gás natural encanado é limitada a pequenas áreas do território nacional, levado a distribuição, em grande parte, por meio de cilindros. A Figura (3.3) apresenta alguns dos gasodutos.

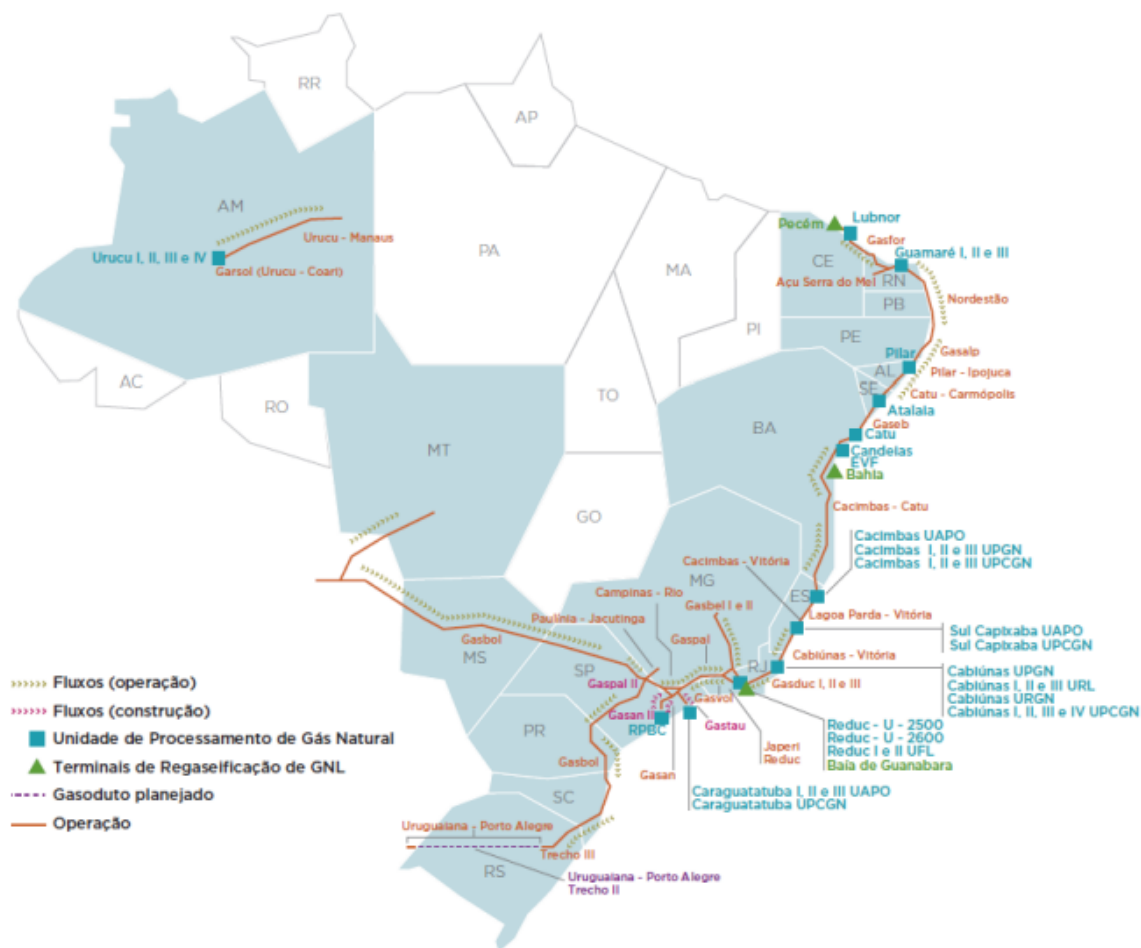


Figura 3.3: Mapa de distribuição do gás natural.

Fonte: Mme (2021)

3.1.3 Chiller de absorção

Os chillers de absorção são equipamentos que têm como principal vantagem sobre sistemas convencionais o acionamento por energia térmica, que pode ser obtida de rejeito

térmico, energia solar ou através da queima de um combustível (LIMA et al., 2020) como o gás natural.

Dependendo da temperatura de saída desejada do evaporador são utilizados normalmente dois tipos de pares de trabalho. O primeiro, amônia/água é utilizado quando se deseja temperaturas abaixo de 0°C, enquanto brometo de lítio/água é utilizado para temperaturas superiores a 0°C. Outras misturas de fluidos de trabalho como: amônia nitrato de lítio e amônia nitrato de lítio/água são estudadas e mostram bom comportamento quando acionadas por energia solar, além de apresentarem configuração mais simples quando comparadas com outros pares de trabalho (LIMA et al., 2019).

Quanto aos equipamentos que constituem um chiller de absorção, os principais são:

- Gerador: Responsável por separar o fluido refrigerante do absorvente utilizando energia térmica a temperatura elevada;
- Absorvedor: Utilizado para absorver o vapor refrigerante proveniente do evaporador através do fluido absorvente;
- Condensador: Responsável por resfriar o fluido refrigerante ao deixar o gerador;
- Evaporador: Equipamento responsável por realizar a troca térmica com o ambiente a ser refrigerado;
- Bomba: Responsável por bombear a solução rica em fluido refrigerante para o gerador;
- Trocador de calor de solução: Aproveita a energia térmica do líquido absorvente para pré-aquecer a solução rica que é bombeada do absorvedor para o gerador.

O funcionamento do chiller de absorção se inicia pela passagem de um fluxo quente no gerador, separando o fluido refrigerante do absorvente. O fluido refrigerante é direcionado ao condensador e segue os mesmos passos que um sistema convencional (após o condensador passa por uma válvula de expansão e em seguida pelo evaporador). Por outro lado, o fluido absorvente segue para o absorvedor, onde irá trocar calor com o fluido de arrefecimento e absorver o fluido refrigerante. Com o fluido refrigerante absorvido, a mistura rica é então bombeada para o gerador, onde o processo será reiniciado. Na Figura (3.4) é apresentado um esquema de um chiller de absorção de simples efeito.

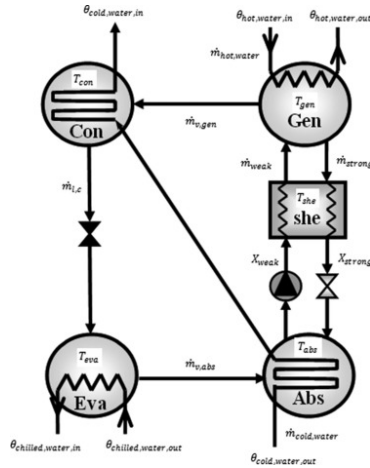


Figura 3.4: Esquema de um chiller de absorção de simples efeito funcionando com LiBr/H₂O.

Fonte: Ochoa et al. (2017)

Os sistemas de refrigeração por absorção ainda podem ser classificados de acordo com o número de unidades geradoras no sistema, podendo ser de simples efeito e de duplo efeito quando apresenta uma ou duas unidades geradoras respectivamente.

3.1.4 Sistema PV/T

Os sistemas fotovoltaico/térmico têm se tornado uma alternativa a locais que possuem demanda elétrica e térmica, mas não dispõem do espaço necessário para a instalação de ambos os sistemas, módulo fotovoltaico e coletor solar, como hotéis, pousadas ou até mesmo residências.

Os sistemas PV/T são constituídos por módulo fotovoltaico e coletor solar, sendo este último, instalado na parte posterior do módulo e responsável por absorver a energia térmica do sistema, antes perdida para o ambiente. Essa absorção de energia térmica é feita por meio de um fluido de trabalho que escoa no interior do sistema. Nas Figuras (3.5) e (3.6) estão apresentados dois modelos de um sistema PV/T.

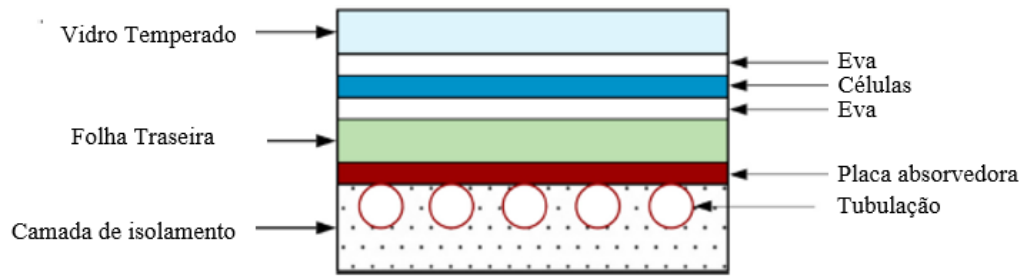


Figura 3.5: Esquema de um módulo PV/T com camada isolante na face inferior.

Fonte: Adaptado de Vaishak e Bhale (2021)

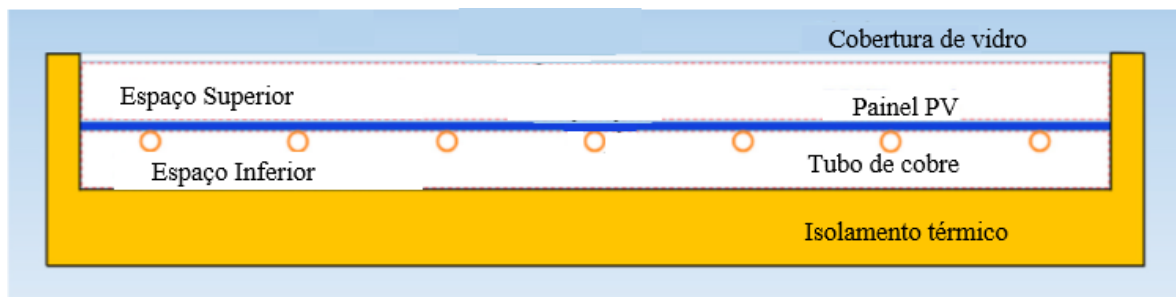


Figura 3.6 Esquema de um sistema PV/T com vácuo aplicado na face posterior do sistema.

Fonte: Adaptado de Hu et al. (2020)

Por ser capaz de produzir duas formas de energia, utilizando apenas a fonte de energia solar, o sistema fotovoltaico/térmico se enquadra como um sistema de cogeração, onde a energia térmica pode ser utilizada para o aquecimento de água, auxiliar no acionamento do chiller de absorção ou na dessalinização de água, sendo neste caso um sistema de trigeração ou poligeração.

3.1.4.1 Módulo fotovoltaico

A primeira célula fotovoltaica foi ensaiada experimentalmente para o público em 1955 no estado da Georgia (DUFFIE; BECKMAN, 2013), porém os estudos que levaram ao desenvolvimento desta célula e que são a base para os módulos fotovoltaicos remetem ao século XIX, onde foi primeiro observada a produção de energia elétrica mediante a

incidência de luz, até que em 1905 o efeito fotoelétrico foi explicado por Albert Einstein (VILLALVA, 2012).

Atualmente os módulos fotovoltaicos são constituídos por moldura de alumínio, vidro, encapsulante feito de EVA, células fotovoltaicas, *backsheet*, caixa de junção e cabos de corrente contínua. A célula fotovoltaica é o principal material constituinte dos módulos e são as responsáveis por converter luz em eletricidade. Embora a maior parte dos tipos de células seja feita de silício, devido à abundância na crosta terrestre, as células podem se diferenciar quanto à forma de fabricação, podendo ser classificadas em monocristalina, policristalina e de filme fino. Atualmente são desenvolvidas células orgânicas que são produzidas através de polímeros, porém a tecnologia ainda não atingiu um bom grau de maturidade.

A conversão de luz em eletricidade que ocorre em uma célula fotovoltaica é devido à existência de duas camadas de materiais semicondutores nas faces opostas da célula. Um dos lados é enriquecido com material que tem como característica o excesso de elétrons (material do tipo N) em sua camada, enquanto o outro lado é enriquecido com um material com falta de elétrons (material do tipo P). Quando esta célula é exposta à luz solar, os elétrons absorvem energia suficiente de modo que eles se movimentam da camada N para a camada P, gerando uma corrente elétrica. Como a energia produzida por uma única célula é pequena, elas são associadas em série formando o módulo fotovoltaico apresentado na Figura (3.7).



Figura 3.7: Módulo fotovoltaico policristalino.

3.1.4.2 Coletor solar

Enquanto o módulo fotovoltaico é responsável pela geração de energia elétrica, o coletor solar tem como função converter a energia solar na forma térmica, onde esta pode ser aplicada para o aquecimento residencial e industrial e como fonte de calor para acionamento de chiller de refrigeração por absorção tanto para uso residencial quanto para industrial.

Os coletores solares podem ser classificados em dois grandes grupos, planos e os concentrados. O primeiro grupo ainda pode ser dividido em três tipos, de acordo com a construção. Segundo Moreira (2019):

- Aberto: construído em material polimérico, não apresenta proteção quanto à perda de calor. Devido a essas características alcança temperaturas de até 50°C.
- Fechado: de construção similar ao coletor aberto, porém ele apresenta uma proteção térmica quanto a condução (isolamento) no fundo e na lateral e uma camada de material transparente na face superior, impedindo a perda de calor por convecção de forma direta entre o absorvedor térmico e o meio. Devido a essas características, esse tipo de coletor solar pode alcançar até 90°C.
- Tubo evacuado: é construído com tubos concêntricos com vácuo aplicado no espaço anular, permitindo a troca de calor apenas por radiação, elevando assim a eficiência deste tipo de coletor solar.

O segundo grupo de coletor solar é constituído por coletores solares concentrados capazes de produzir vapor (SUN et al., 2021) a alta temperatura que pode ser aplicado em processos industriais ou na geração de energia elétrica por meio de turbinas. Esse tipo de coletor solar utiliza uma superfície côncava que direciona a radiação em um ponto focal, onde neste local normalmente se utiliza uma tubulação com óleo para absorver a energia térmica. Na Figura (3.8) são apresentados diferentes modelos de coletor solar.

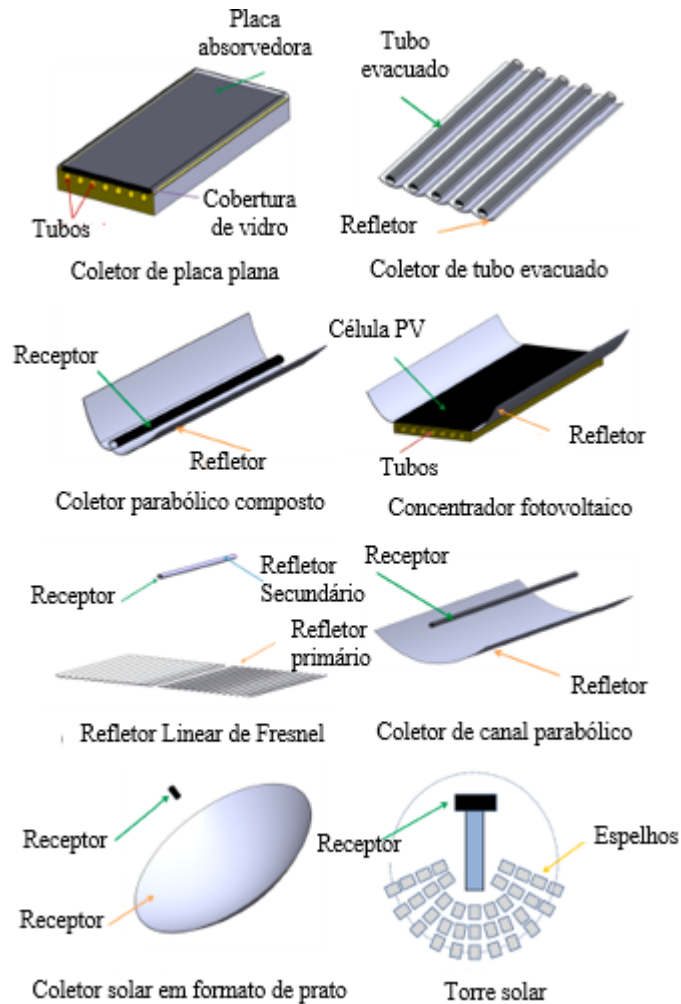


Figura 3.8: Modelos de coletor solar.

Fonte: Adaptado de Kasaeian et al. (2020)

Quanto à circulação de fluido no interior dos coletores, ela pode ocorrer de forma forçada por meio de uma bomba hidráulica ou através do efeito termossifão. A bomba hidráulica normalmente é empregada para grandes instalações, com grande número de coletores, onde o fluido quente é armazenado muito acima dos coletores. O efeito termossifão é utilizado em residências e aproveita a diferença de temperatura do fluido, por consequência uma diferença de densidade, para fazê-lo circular entre o coletor e o reservatório térmico (MOREIRA, 2019).

3.1.4.3 Sistemas de armazenamento de energia

Embora a produção de energia através de fontes renováveis venha ganhando espaço, esta tecnologia ainda enfrenta o desafio decorrente da sazonalidade, impedindo o acoplamento de oferta e demanda de energia, o que dificulta a inserção dessas fontes na matriz energética. Como solução, sistemas de armazenamento de energia vêm sendo propostos para atender desde a pequena geração, na faixa de kW, como é o caso de baterias, até a faixa dos GW, encontrados em hidrelétricas.

Segundo Moreira (2019), os sistemas de armazenamento de energia podem ser classificados em:

- Mecânicos: quando ocorre a estocagem de energia cinética e potencial, tais como hidrelétrica e ar comprimido;
- Eletroquímicos: aqueles que ocorrem pela conversão de energia elétrica em química, como é o caso de baterias e células de combustíveis;
- Químicos: onde a energia é utilizada para gerar elementos químicos estocáveis;
- Térmicos: quando ocorre a acumulação de calor para uso direto ou na conversão de outra forma de energia;
- Elétricos: utilizado para manter a energia em um campo elétrico, tais como capacitores.

O armazenamento térmico pode ocorrer por meio do calor sensível, calor latente e termoquímico. Neste ponto será abordada a forma de armazenamento por meio do calor sensível, devido a sua importância para o desenvolvimento desta tese.

O armazenamento de calor sensível é a tecnologia mais simples e madura para armazenamento térmico (KOÇAK; FERNANDEZ; PAKSOY, 2020), este armazenamento pode ser feito por meio de um ou mais tanques, e o fluido no seu interior pode ser considerado com temperatura constante no espaço ou estratificado, sendo a água um dos fluidos mais utilizados, na faixa de temperatura de 0-100°C, devido a sua abundância, custo, não toxicidade e capacidade térmica.

A utilização de dois tanques de armazenamento térmico, um para temperatura mais elevada localizado antes da aplicação do fluido, e um tanque de baixa temperatura após a aplicação, permite que não ocorra uma mistura entre o fluido quente do tanque a temperatura mais elevada com o fluido frio. O fluido contido no tanque de baixa temperatura só é bombeado para o tanque de alta temperatura quando é aquecido.

A estratificação do fluido que ocorre devido a uma diferença de densidade, causada pela diferença de temperatura, permite a utilização do fluido com alta temperatura na aplicação, enquanto o fluido com temperatura mais baixa pode ser extraído para o aquecimento. Quando considerada em modelos numéricos, a estratificação do fluido permite a determinação na perda de energia interna devido à dispersão térmica vertical (FENG; ZHAO; WANG, 2020), porém esta consideração aumenta a complexidade do estudo.

A consideração de um fluido completamente misturado, permite uma análise mais simples, uma vez que a temperatura do fluido é considerada constante no espaço. Esta consideração é possível para sistemas que fazem uso de misturadores ou sistemas onde o processo de carga e descarga do tanque provoca a mistura do fluido.

3.1.4.4 Radiação solar

Além da variação da radiação solar extraterrestre ao longo do dia, caracterizado pelo nascer e pôr do sol. A radiação incidindo sobre a crosta extraterrestre varia ao longo do ano devido a inclinação do eixo de rotação da terra em relação a órbita que a terra percorre em torno do sol. Esta inclinação é responsável pelos meses de verão (dias mais longos) e os meses de inverno (dias mais curtos) como apresentado na Figura (3.9).

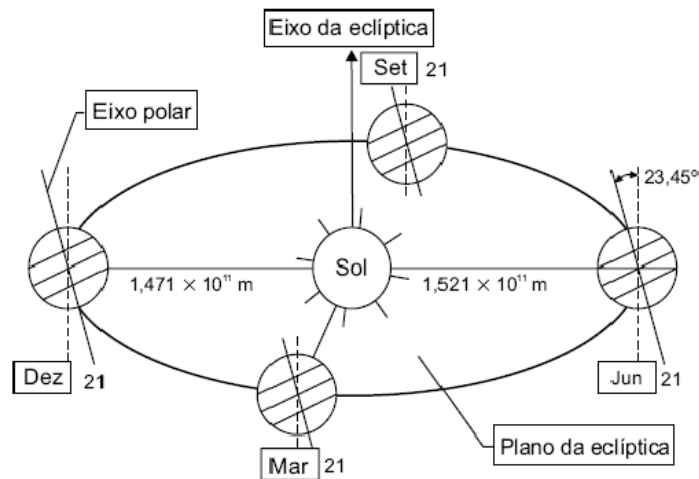


Figura 3.9: Relação entre a terra e o sol nas quatro estações do ano.

Fonte: Moreira (2019)

A radiação solar pode ser dividida em duas componentes, a radiação solar direta e a difusa. A radiação direta se refere a fração que é recebida do sol de forma direta, sem perdas para a atmosfera, enquanto a radiação difusa se refere a parte que é refletida pela atmosfera (DUFFIE; BECKMAN, 2013). A soma dessas duas formas de radiação constitui a radiação total que incide sobre a superfície terrestre e é medida por meio do piranômetro.

O cálculo da radiação incidente sobre uma superfície é possível por meio do conhecimento da orientação da radiação solar direta sobre esta superfície. Esta orientação é determinada em função de um conjunto de ângulos que são descritos a seguir segundo Duffie e Beckman (2013) e apresentados na Figura (3.10).

- Latitude (φ): É o ângulo que define a posição em relação a linha do equador, variando de -90° até 90° .
- Inclinação (β): Ângulo entre a superfície (face do módulo) e a horizontal que pode variar de 0° até 180° .
- Declinação solar (δ): Ângulo que o sol faz com o plano do equador ao meio-dia solar.
- Ângulo de azimute da superfície (γ): Ângulo formado pela projeção da normal da superfície no plano e o norte (para o hemisfério sul), variando de -180° até 180° .

- Ângulo de azimute solar (γ_s): Desvio entre a projeção da radiação direta no plano e o norte (para o hemisfério sul).
- Ângulo de incidência (θ): Ângulo formado entre a normal da superfície e a radiação direta.
- Ângulo Zênite (θ_z): Ângulo de incidência da radiação em uma superfície horizontal

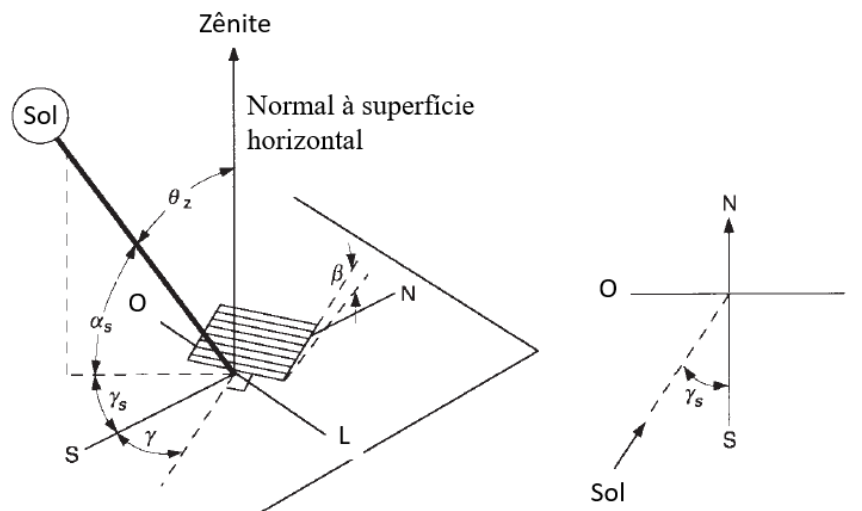


Figura 3.10: Diferentes ângulos utilizados para o cálculo da radiação incidente em uma superfície.

Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2013)

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA

Neste capítulo será apresentado o sistema de poligeração estudado neste trabalho, como estão dispostos os equipamentos que fazem parte do conjunto e quais os produtos resultantes de seu funcionamento. Também serão apresentados, de forma isolada, cada componente do sistema, as equações que regem seu funcionamento e os principais parâmetros que afetam diretamente o desempenho.

4.1 SISTEMA DE POLIGERAÇÃO

O sistema de poligeração proposto neste estudo é constituído por um grupo motor-gerador, chiller de absorção funcionando com o par de trabalho brometo de lítio e água, reservatório de armazenamento térmico e módulo fotovoltaico/térmico podendo ser arranjado como apresentado na Figura (4.1). As potências, dimensões e demais parâmetros dos componentes serão abordados de forma mais aprofundada quando cada sistema for discutido separadamente.

O sistema apresentado na Figura (4.1) tem como fontes de energia a queima de gás natural no motor de combustão interna e a energia solar captada pelo módulo fotovoltaico/térmico. Os produtos resultantes do sistema proposto são: água refrigerada, energia elétrica e vapor. Porém, o sistema ainda tem potencial para o fornecimento de outros

produtos, como: água quente, pela utilização de um trocador de calor, além de poder ser utilizado para a produção de hidrogênio e água destilada.

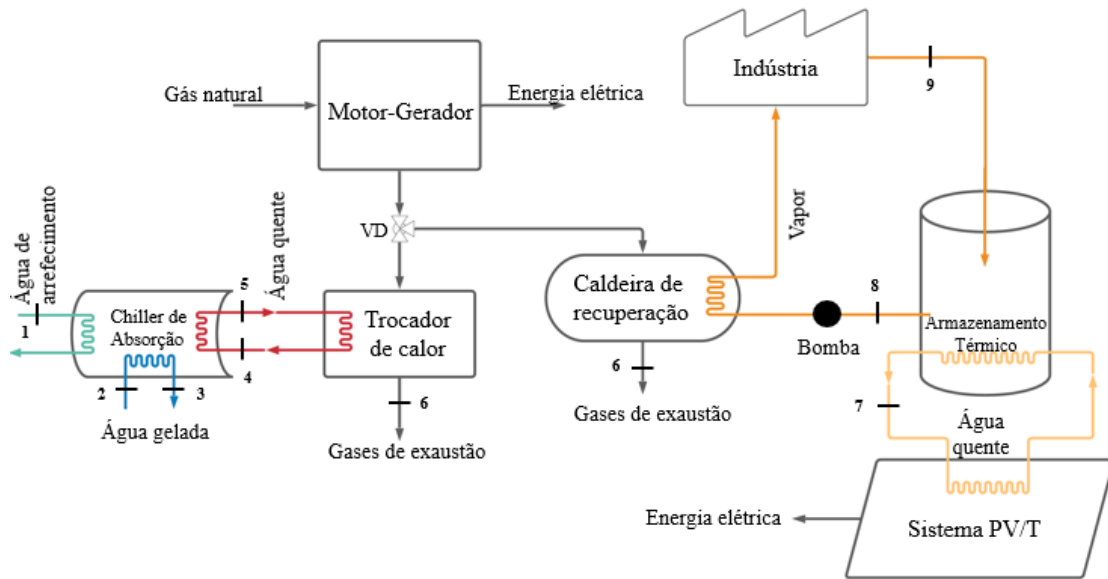


Figura 4.1: Proposta de arranjo para o sistema de poligeração.

O funcionamento do motor aciona um gerador, responsável pela produção de energia elétrica e os gases de exaustão são direcionados para um trocador de calor e uma caldeira de recuperação. No trocador de calor, os gases de combustão proveniente do motor de combustão interna trocam calor com o fluido que irá acionar o gerador do chiller de absorção, que é o equipamento utilizado para a produção de água gelada. Os gases de exaustão são liberados para a atmosfera após serem aproveitados na troca térmica.

Na caldeira de recuperação, os gases de combustão são aproveitados para a produção de vapor que será direcionado à instalação industrial. O controle do percentual de vazão mássica que é direcionado entre o trocador de calor e a caldeira é feito através da válvula direcional (VD), que assume valor igual a 1 quando todo o gás é direcionado para o trocador de calor do chiller de absorção e 0 (zero) quando os gases são todos destinados à caldeira de recuperação.

Até agora foi apresentado o sistema de poligeração, como os subsistemas que o compõem estão relacionados e qual o produto resultante. No próximo tópico será

apresentado o modelo de radiação adotado e a metodologia utilizada para cada subsistema, assim como os softwares utilizados.

4.2 SISTEMA PV/T

Este tópico irá abordar a metodologia adotada para o estudo do subsistema PV/T, e será dividida em duas partes. A primeira será desenvolvida para ser aplicada no software *Matlab*, onde é possível através de sua utilização calcular a irradiância incidente sobre o módulo fotovoltaico, a partir deste dado é possível calcular a potência elétrica, potência térmica absorvida pela água que circula no coletor instalado na parte posterior do módulo e a distribuição de temperatura nas camadas do módulo PV/T. Essa distribuição de temperatura é calculada a partir do método das diferenças finitas.

Na segunda etapa deste tópico será abordada a metodologia desenvolvida no *EES* que utiliza os dados de temperatura da água armazenada no tanque e a potência elétrica obtida no *Matlab* de forma a acoplar a energia elétrica produzida pelas células fotovoltaicas e a energia térmica absorvida pela água no sistema de poligeração proposto.

4.2.1 Modelo de Radiação

O estudo realizado no *Matlab* dá início com o modelo de radiação estabelecido, onde é possível determinar a irradiância incidindo na face do sistema PV/T, representado na Figura (4.2), para qualquer inclinação e/ou orientação do sistema através do modelo de radiação isotrópico. As equações apresentadas aqui foram obtidas de Rabl (1985) e Ospina (2016).

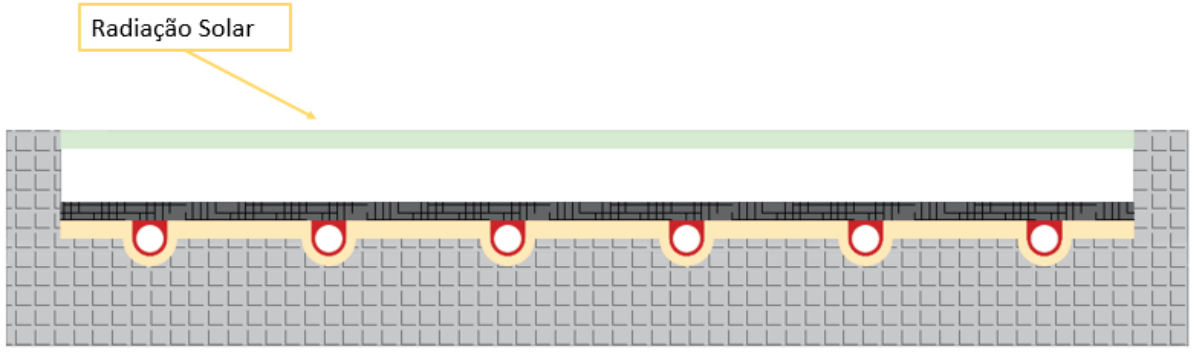


Figura 4.2: Esquema do sistema PV/T.

A irradiância solar total que incide sobre a superfície do módulo fotovoltaico/térmico pode ser obtida através da Eq. (4.1).

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

onde ρ_g é a refletividade do solo no qual ele se encontra instalado, sendo comum os valores 0,2 para terrenos que não possuem neve e 0,7 para o solo que está coberto de neve (RABL, 1985), G_d e G_h são as irradiâncias instantâneas difusa e hemisférica respectivamente, obtidas através da Eq. (4.2) (irradiância difusa) e a Eq. (4.3) (irradiância hemisférica).

$$G_d = r_d H_d \quad (4.2)$$

$$G_h = r_h H_h \quad (4.3)$$

R_b por sua vez, é a razão entre o cosseno do ângulo de incidência dos raios solares sobre a superfície do módulo e o cosseno do ângulo zênite, representada através da Eq. (4.4).

$$R_b = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (4.4)$$

Os ângulos θ e θ_z são obtidos através das expressões matemáticas apresentadas nas Equações 4.5 e 4.6, respectivamente.

$$\theta = \arccos(\sin(\delta)\sin(\phi)\cos(\beta) - \sin(\delta)\cos(\phi)\sin(\beta)\cos(\gamma) + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\omega)\cos(\beta) + \cos(\delta)\sin(\phi)\sin(\beta)\cos(\omega)\cos(\gamma) + \cos(\delta)\sin(\gamma)\sin(\beta)\sin(\omega)) \quad (4.5)$$

$$\theta_z = \arccos(\cos(\phi)\cos(\delta)\cos(\omega) + \sin(\phi)\sin(\delta)), \quad (4.6)$$

onde os ângulos utilizados na Eq. (4.5) e na Eq. (4.6) são descritos a seguir, sendo todos medidos em graus e com valores constantes para cada local de análise:

- γ : Ângulo de azimute da superfície do módulo PV/T
- ϕ : Latitude do local analisado
- β : Inclinação do módulo PV/T

A declinação solar δ é dada através da Eq. (4.7) e vai variar com o dia “n” do ano contado a partir de 1º de janeiro.

$$\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{(284+n)}{365,24}\right) \quad (4.7)$$

O ângulo horário ω por sua vez é obtido através da Eq. (4.8), que o relaciona ao tempo solar t.

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

Retornando à Eq. (4.2) e à Eq. (4.3). Para calcular a irradiância difusa e hemisférica (G_d e G_h) é necessário conhecer a irradiância hemisférica incidindo sobre a superfície

horizontal ao longo do dia característico H_h (MJ/m²dia), que foi obtida através da coleta de dados atmosféricos no site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Foram obtidos os dados entre os anos de 2016-2019 para a cidade de João Pessoa. Como o INMET possui um banco de dados com informação de radiação a cada hora, a obtenção de H_h ocorreu por meio da seguinte operação $24 \frac{\sum N h_h}{N}$. Sendo N o número de horas.

Uma vez calculado os valores de H_h , pode-se calcular a irradiância difusa através da Eq. (4.9) (RABL, 1985).

$$H_d = \left(0,775 + 0,347(\omega_s - 90) \left(\frac{\pi}{180} \right) - \left(0,505 + 0,261 \left(\frac{\pi}{180} \right) (\omega_s - 90) \right) \cos \left(360 \frac{(K_T - 0,9)}{\pi} \right) \right) H_h, \quad (4.9)$$

onde ω_s é a hora angular em que o sol se põe, obtida pela Eq. (4.10), K_T é o índice médio de claridade, que representa as condições do céu de João Pessoa e dado pela razão entre a irradiância atmosférica e extraterrestre como pode ser visualizado na Eq. (4.11).

$$\omega_s = \arccos (-\tan(\phi)\tan(\delta)) \quad (4.10)$$

$$K_T = \frac{H_h}{H_o} \quad (4.11)$$

A irradiância extraterrestre necessária para determinar o índice de claridade pode ser obtida através da Eq. (4.12) que relaciona o ângulo horário em que o sol se põe, a constante solar efetiva, duração do dia e diversos ângulos da geometria da radiação.

$$H_o = \left(\frac{\tau_{dia}}{\pi} \right) G_{ef} \cos(\phi) \cos(\delta) \left(\sin(\omega_s) - \frac{\pi \omega_s}{180} \right) \cos(\omega_s), \quad (4.12)$$

onde τ_{dia} é a duração do dia em segundos e G_{ef} é a radiação extraterrestre incidindo sobre um plano normal obtida através da Eq. (4.13).

$$G_{ef} = \left(1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365,24}\right)\right) G_{cs}, \quad (4.13)$$

sendo G_{cs} a constante solar com valor igual a 1367 W/m^2 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Para finalizar o cálculo da irradiância difusa e hemisférica instantânea apresentadas nas Equações 4.2 e 4.3, é necessário calcular os valores de r_d e r_h por meio das Equações 4.14 e 4.15, respectivamente:

$$r_d = \left(\frac{\pi}{\tau_{dia}}\right) \frac{\cos(\omega) - \cos(\omega_s)}{\sin(\omega_s) - \frac{\pi\omega_s}{180} \cos(\omega_s)} \quad (4.14)$$

$$r_h = (a + b \cos(\omega)) r_d, \quad (4.15)$$

onde as variáveis a e b podem ser obtidas através das Equações 4.16 e 4.17, respectivamente.

$$a = 0,4090 + 0,5016 \sin(\omega_s - 60) \quad (4.16)$$

$$b = 0,6609 + 0,4767 \sin(\omega_s - 60) \quad (4.17)$$

4.2.2 Análise de troca térmica do sistema PV/T

Neste tópico será desenvolvida a metodologia para o cálculo das temperaturas nas diferentes camadas do sistema fotovoltaico/térmico. Assim como no tópico anterior, foi adotado o *Matlab* como ferramenta computacional para implementar o método das

diferenças finitas para a solução deste problema de transferência de calor que envolve a radiação obtida no tópico anterior, a condução de calor entre as camadas e a convecção que ocorre entre o sistema e o meio externo e entre a tubulação e a água.

O sistema é dividido em seis camadas, são elas: o vidro da parte frontal, seguido das células fotovoltaicas, camada de absorvedor térmico, tubo, isolamento e fluido que será utilizado para a absorção da energia térmica do módulo fotovoltaico/térmico.

Na Figura (4.3) estão descritas cada uma das camadas que compõem o sistema. Para efeito de simulação computacional foi definido um nó para cada camada como apresentado na Figura (4.4). A metodologia apresentada é baseada nos trabalhos desenvolvidos por Ospina (2016) e Bhattarai et al. (2012) e é uma análise transiente através do método das diferenças finitas do modelo unidimensional do sistema PV/T.

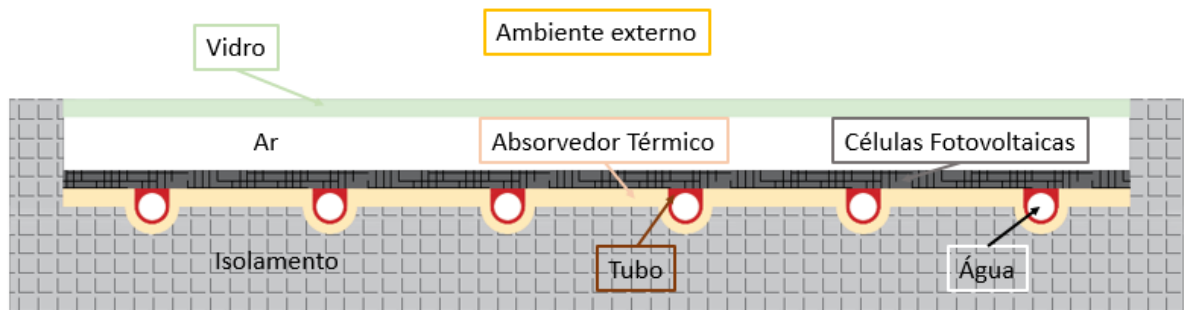


Figura 4.3: Camadas do sistema PV/T.

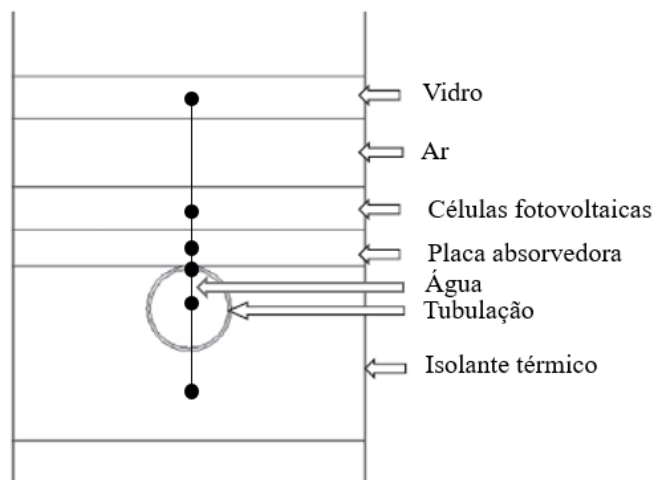


Figura 4.4: Seis nós presentes no sistema PV/T.

Fonte: Adaptado de Bhattarai et al. (2012)

4.2.2.1 Primeira Camada (Vidro)

A primeira camada do sistema PV/T é constituída por vidro, onde ocorre a incidência de radiação solar. Respeitando o balanço de energia, esta radiação incidente pode ser absorvida parcialmente pelo vidro, transferida para as células fotovoltaicas (segunda camada), ou refletida de volta para o ambiente. O vidro ainda pode receber radiação refletida e emitida pelas células fotovoltaicas, além de calor transferido por convecção. Por último o vidro ainda pode perder calor para o ambiente externo por convecção como apresentado na Figura (4.5). A equação do balanço de energia para esta camada pode ser expressa através da Eq. (4.18), para um sistema unidimensional e transiente.

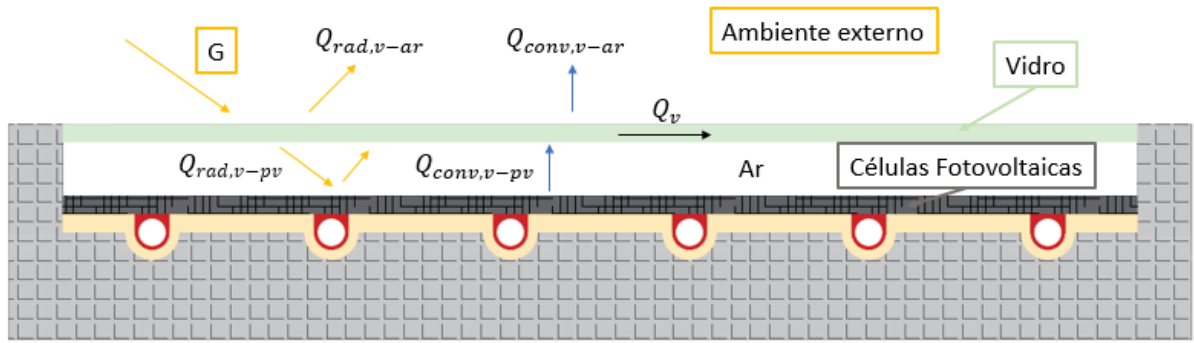


Figura 4.5: Primeira camada do sistema PV/T.

$$m_v c_v \frac{dT_v}{dt} = Q_v + Q_{conv,v-ar} + Q_{rad,v-viz} + Q_{rad,v-pv} + Q_{conv,v-pv}, \quad (4.18)$$

onde os termos m_v , c_v , T_v são respectivamente a massa, o calor específico e a temperatura do vidro. Os fluxos de calor Q_v , $Q_{conv,v-ar}$, $Q_{rad,v-viz}$, $Q_{rad,v-pv}$ e $Q_{conv,v-pv}$ são determinados a partir das Equações 4.19, 4.23, 4.25, 4.26, 4.28 respectivamente.

$$Q_v = \alpha_v G A_v, \quad (4.19)$$

sendo α_v a absorptância do vidro determinada por meio da Eq. (4.20), G a irradiância solar e A_v a área frontal do sistema fotovoltaico/térmico.

$$\alpha_v = 1 - \tau_a, \quad (4.20)$$

onde τ_a é a perda por absorção e pode ser obtida mediante a Eq. (4.21).

$$\tau_a = e^{-\frac{\Lambda_e \delta_v}{\cos(\theta_2)}} \quad (4.21)$$

e Λ_e , δ_v são os coeficientes de extinção e a espessura da camada de vidro respectivamente, enquanto θ_2 é o ângulo de refração, podendo ser calculado por meio da Eq. (4.22).

$$\theta_2 = \arcsen\left(\frac{\sin(\theta)}{R_v}\right), \quad (4.22)$$

onde θ é o ângulo de incidência e R_v é o índice de refração do vidro que para o espectro solar normalmente é da ordem de 1,526 (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

O fluxo de calor seguinte é a troca de calor por meio da convecção entre o vidro e o ambiente ($Q_{conv,v-ar}$), que pode ser calculado através da Eq. (4.23).

$$Q_{conv,v-ar} = h_{ar} A_v (T_a - T_v), \quad (4.23)$$

onde T_a e T_v são as temperaturas do ar e do vidro respectivamente, enquanto h_{ar} é o coeficiente convectivo do ar calculado por meio da Eq. (4.24),

$$h_{ar} = 2,8 + 3V_{ar}, \quad V_{ar} \leq 5m/s \quad (4.24)$$

sendo V_{ar} a velocidade da corrente de ar no local.

O terceiro fluxo de calor presente na Eq. (4.18) é o calor transferido por meio da radiação entre o vidro e a vizinhança com mesma temperatura que o ambiente ($Q_{rad,v-ar}$). Este fluxo é obtido utilizando a Eq. (4.25).

$$Q_{rad,v-viz} = \varepsilon A_v \sigma (T_{amb}^4 - T_v^4), \quad (4.25)$$

onde ε e σ são a emissividade do vidro com valor igual a 0,88 e a constante de Stefan-Boltzmann respectivamente.

O quarto fluxo de calor do lado direito da Eq. (4.18) é a troca de calor por radiação entre o vidro e as células fotovoltaicas ($Q_{rad,v-pv}$) que pode ser calculada utilizando a Eq. (4.26) considerando o modelo de placas paralelas longas.

$$Q_{rad,v-pv} = A_v \sigma \frac{T_{pv}^4 - T_v^4}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{pv}} - 1} \quad (4.26)$$

O último fluxo de calor presente na Eq. (4.18) é o responsável pela troca de calor convectiva entre a camada de vidro e a camada da célula fotovoltaica ($Q_{conv,v-pv}$), podendo ser obtida através da Eq. (4.27).

$$Q_{conv,v-pv} = h_{v-pv} A_v (T_{pv} - T_v), \quad (4.27)$$

onde h_{v-pv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o vidro e as células fotovoltaicas, expresso por meio da Eq. (4.28).

$$h_{v-pv} = \frac{Nu_{v-pv}K_{ar}}{L_{v-pv}}, \quad (4.28)$$

onde K_{ar} é a condutividade térmica do ar e L_{v-pv} é a distância entre o vidro e a célula fotovoltaica. Nu_{v-pv} é o número de Nusselt que é determinado através da correlação apresentada na Eq. (4.29), sendo válido apenas para números positivos no interior dos parênteses marcados com *, os valores que forem inferiores a zero serão considerados zero (BERGMAN et al., 2014).

$$Nu_{v-pv} = 1 + 1,44 \left(1 - \frac{1780(\sin(1,8\beta))^{1,6}}{Ra \cos(\beta)} \right) \left(1 - \frac{1708}{Ra \cos(\beta)} \right)^* + \left(\left(\frac{Ra \cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right)^* \quad \text{se} \quad 12 < H/L_{v-pv} \quad \text{e} \quad \beta < 70 \quad (4.29)$$

onde todas as propriedades são avaliadas para a temperatura média das duas superfícies. Na Eq. (4.29), Ra é o número de Rayleigh e pode ser obtido através da Eq. (4.30) e H é o comprimento das placas.

$$Ra = \frac{g_a \beta_{ar} (T_{pv} - T_v)}{\alpha_{ar} \nu_{ar}} (L_{v-pv})^3, \quad (4.30)$$

onde g_a , α_{ar} , ν_{ar} são, respectivamente, a aceleração da gravidade, difusividade térmica e viscosidade cinemática do ar. O coeficiente de expansão volumétrica do ar (β_{ar}) pode ser aproximado por meio da Eq. (4.31) para as temperaturas em Kelvin e utilizando a condição de temperatura média entre as duas superfícies.

$$\beta_{ar} = \frac{2}{T_v + T_{pv}} \quad (4.31)$$

O próximo passo é realizar a discretização da Eq. (4.18), aproximando o termo diferencial por uma diferença finita. Logo a Eq. (4.18) pode ser escrita através da diferença de temperatura de acordo com o exposto na Eq. (4.32).

$$m_v c_v \left(\frac{T_{v(t_{i+1})} - T_{v(t_i)}}{\Delta t} \right) = Q_v + Q_{conv,v-ar} + \\ + Q_{rad,v-viz} + Q_{rad,v-pv} + Q_{conv,v-pv} \quad (4.32)$$

Substituindo m_v por $\rho_v V_v$ (produto entre densidade e volume do vidro) e isolando a temperatura do vidro do passo de tempo seguinte ($T_{v(t_{i+1})}$) obtém-se a equação discretizada para a primeira camada do sistema PV/T que é apresentada na Eq. (4.33), onde o termo à esquerda da igualdade é definido no tempo futuro, enquanto os termos à direita são definidos no tempo presente.

$$T_{v(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_v V_v c_v} (Q_v + Q_{conv,v-ar} + Q_{rad,v-viz} + \\ + Q_{rad,v-pv} + Q_{conv,v-pv}) + T_{v(t_i)} \quad (4.33)$$

4.2.2.2 Segunda Camada (Células fotovoltaicas)

A segunda camada que constitui o sistema fotovoltaico/térmico é composta pelas células fotovoltaicas, que são responsáveis pela produção de energia elétrica. Nesta camada, uma fração da radiação que é transmitida para as células (segunda camada) é absorvida. Parte desta energia absorvida é emitida para o vidro através do fluxo de calor por convecção e por radiação. O calor absorvido pelas células é transferido para o absorvedor térmico e para a tubulação. O balanço de energia descrito acima pode ser visualizado através da Figura (4.6) e representado na forma da Eq. (4.34).

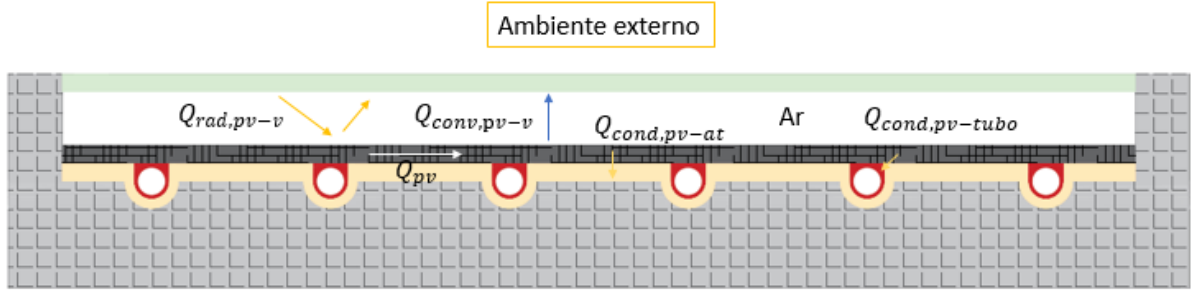


Figura 4.6: Segunda camada do sistema PV/T.

$$m_{pv}c_{pv}\frac{dT_{pv}}{dt} = Q_{pv} + Q_{conv,pv-v} + Q_{rad,pv-v} + Q_{cond,pv-at} + Q_{cond,pv-tubo}, \quad (4.34)$$

onde os termos m_{pv} , c_{pv} , T_{pv} são respectivamente a massa, o calor específico e a temperatura da célula fotovoltaica. Os fluxos de calor Q_{pv} , $Q_{conv,pv-v}$, $Q_{rad,pv-v}$, $Q_{cond,pv-at}$ e $Q_{cond,pv-tubo}$ são determinados a partir das Equações 4.35, 4.43, 4.44, 4.45, 4.47 respectivamente.

$$Q_{pv} = (\alpha\tau)_{pv}GA_{pv} - E_{pv}, \quad (4.35)$$

sendo G a irradiância solar, E_{pv} a energia elétrica produzida pelo módulo fotovoltaico, A_{pv} a área frontal do sistema fotovoltaico e $(\alpha\tau)_{pv}$ a absorptância-transmitância efetiva do conjunto vidro-célula fotovoltaica determinada por meio da Eq. (4.36). Este parâmetro representa a irradiância absorvida pelas células fotovoltaicas após múltiplas reflexões entre elas e a camada de vidro.

$$(\alpha\tau)_{pv} = \frac{\tau_v\alpha_{pv}}{1-(1-\alpha_{pv})\rho_v}, \quad (4.36)$$

onde τ_v é a transmitância do vidro que pode ser obtida através da Eq. (4.37), enquanto ρ_v é a refletância do vidro e pode ser calculada utilizando a Eq. (4.38). O termo α_{pv} é a absorptância da célula fotovoltaica.

$$\tau_v = \tau_a \tau_r \quad (4.37)$$

$$\rho_v = 1 - \alpha_v - \tau_v, \quad (4.38)$$

onde α_v e τ_a foram obtidos anteriormente através das Equações 4.20 e 4.21 respectivamente, enquanto τ_r e τ_v podem ser calculados por meio das Equações 4.39 e 4.40.

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r_{pa}}{1+r_{pa}} + \frac{1-r_{pe}}{1+r_{pe}} \right) \quad (4.39)$$

$$\tau_v = \tau_a \tau_r \quad (4.40)$$

Os termos r_{pa} e r_{pe} são calculados utilizando as Equações 4.41 e 4.42.

$$r_{pa} = \frac{(\tan(\theta_2 - \theta))^2}{(\tan(\theta_2 + \theta))^2} \quad (4.41)$$

$$r_{pe} = \frac{(\sin(\theta_2 - \theta))^2}{(\sin(\theta_2 + \theta))^2} \quad (4.42)$$

O segundo termo do lado direito da Eq. (4.34) representa o fluxo de calor por convecção entre o vidro e as células fotovoltaicas ($Q_{conv,pv-v}$) e pode ser determinado por meio da Eq. (4.43).

$$Q_{conv,pv-v} = h_{pv-v} A_{pv-v} (T_v - T_{pv}), \quad (4.43)$$

onde h_{pv-v} é o coeficiente de convecção entre o vidro e as células fotovoltaicas e é igual a h_{v-vp} apresentado na Eq. (4.28).

O terceiro termo do lado direito da igualdade da Eq. (4.34) é o responsável por definir a troca de calor por radiação entre o conjunto de células fotovoltaicas e a camada de vidro ($Q_{rad,pv-v}$). Este fluxo de calor pode ser obtido através da utilização da Eq. (4.44).

$$Q_{rad,pv-v} = \frac{A_{pv} \sigma (T_v^4 - T_{pv}^4)}{\varepsilon_{pv-v}} \quad (4.44)$$

O quarto fluxo de calor (Equação 4.34) é a condução de calor entre as células fotovoltaicas e o absorvedor térmico ($Q_{cond,pv-at}$) instalado na sua face posterior. Este fluxo pode ser obtido utilizando a Eq. (4.45).

$$Q_{cond,pv-at} = \frac{K_{at}}{\delta_{at}} A_{pv-at} (T_{at} - T_{pv}), \quad (4.45)$$

onde:

K_{at} : Cobertura do absorvedor térmicos;

δ_{at} : Espessura do absorvedor térmico;

T_{at} : Temperatura do absorvedor térmico;

A_{pv-at} : Área de contato entre as células fotovoltaicas e o absorvedor térmico e pode ser dada através da Eq. (4.46).

$$A_{pv-at} = A_{pv} \left(\frac{W - D_{ext}}{W} \right), \quad (4.46)$$

onde W é a largura do módulo fotovoltaico térmico e D_{ext} é o diâmetro externo de cada tubo como apresentado na Figura (4.7).

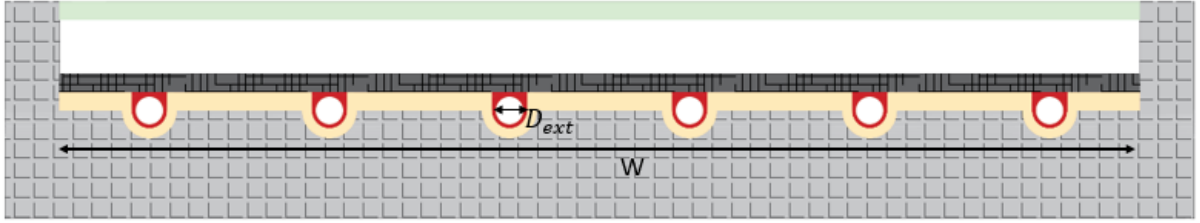


Figura 4.7: Área de contato entre o absorvedor térmico e as células fotovoltaicas.

O quinto termo de fluxo presente na Eq. (4.34) é o responsável pela troca de calor por condução entre as células fotovoltaicas e a tubulação e pode ser obtido através da Eq. (4.47).

$$Q_{cond,pv-tubo} = \frac{\delta_{pv} L}{\frac{W}{8k_{pv}} + \frac{\delta_{ad} \delta_{pv}}{D_{ext} k_{ad}}} (T_{tubo} - T_{pv}), \quad (4.47)$$

onde T_{tubo} é a temperatura da tubulação, L é o comprimento da tubulação, δ_{ad} é a espessura do adesivo, k_{ad} é a condutividade térmica do adesivo.

Com a especificação de todas as equações que formam o balanço de energia para a segunda camada, o próximo passo é a realização da discretização da Eq. (4.34). Aproximando a parcela diferencial por uma diferença finita podemos estabelecer a Eq. (4.48).

$$m_{pv} c_{pv} \left(\frac{T_{pv(t_{i+1})} - T_{pv(t_i)}}{\Delta t} \right) = Q_{pv} + Q_{conv,pv-v} + Q_{rad,pv-v} + Q_{cond,pv-at} + Q_{cond,pv-tubo} \quad (4.48)$$

Substituindo m_{pv} por $\rho_{pv}V_{pv}$ e isolando a temperatura no tempo futuro, obtém-se a equação discretizada transiente para o cálculo da temperatura das células fotovoltaica apresentada na Eq. (4.49), onde o termo a esquerda da igualdade está no tempo futuro $T_{pv(t_{i+1})}$, enquanto os termos da direita estão no presente $T_{pv(t_i)}$.

$$T_{pv(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_{pv}V_{pv}c_{pv}} (Q_{pv} + Q_{conv,pv-v} + Q_{rad,pv-v} + Q_{cond,pv-at} + Q_{cond,pv-tubo}) + T_{pv(t_i)} \quad (4.49)$$

4.2.2.3 Terceira camada (Absorvedor Térmico)

A terceira camada do módulo fotovoltaico/térmico é constituída pelo absorvedor térmico, que tem como função absorver a energia térmica incidindo sobre sua superfície. Esta camada além da absorção de calor das células fotovoltaicas, também é responsável pela transferência deste para a tubulação e para a camada de isolamento como mostrado na Figura (4.8). A equação do balanço térmico que representa estas parcelas de fluxo de calor está descrita na Eq. (4.50).



Figura 4.8: Terceira camada do sistema PV/T.

$$m_{at}c_{at} \frac{dT_{at}}{dt} = Q_{cond,at-iso} + Q_{cond,at-pv} + Q_{cond,at-tubo}, \quad (4.50)$$

onde os termos m_{at} , c_{at} , T_{at} são respectivamente a massa, o calor específico e a temperatura do absorvedor térmico. Os fluxos de calor $Q_{cond,at-iso}$, $Q_{cond,at-pv}$, $Q_{cond,at-tubo}$, são determinados a partir das Equações 4.51, 4.52, 4.53 respectivamente.

$$Q_{cond,at-iso} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} \left(A_v \frac{W-D_{ext}}{W} \right) (T_{iso} - T_{at}), \quad (4.51)$$

onde k_{iso} e δ_{iso} são a condutividade térmica e espessura do isolamento, enquanto T_{iso} é a temperatura do isolamento.

O segundo fluxo de calor do lado direito da igualdade na Eq. (4.50) representa a troca de calor por condução entre o absorvedor térmico e células fotovoltaicas ($Q_{cond,at-pv}$) e pode ser obtida por meio da Eq. (4.52).

$$Q_{cond,at-pv} = \frac{k_{ad}}{\delta_{ad}} A_{at-pv} (T_{pv} - T_{at}) \quad (4.52)$$

A terceira parcela do lado direito da Eq. (4.50) representa a troca de calor que ocorre entre o absorvedor térmico e a tubulação por meio da condução ($Q_{cond,at-tubo}$) e pode ser calculada através da Eq. (4.53).

$$Q_{cond,at-tubo} = \frac{2k_{at}}{\left(\frac{W-D_{ext}}{4} \right)} \delta_{at} L (T_{tubo} - T_{at}), \quad (4.53)$$

onde k_{at} é a condutividade térmica do absorvedor térmico.

Sendo definido todos os fluxos de calor e como eles podem ser calculados, a próxima etapa é a discretização da Eq. (4.50). Para isso é necessário substituir a parcela diferencial ($\frac{dT_{at}}{dt}$) por uma diferença de temperatura finita como apresentado na Eq. (4.54).

$$m_{at}c_{at}\left(\frac{T_{at(t_{i+1})}-T_{at(t_i)}}{\Delta t}\right) = Q_{cond,at-iso} + Q_{cond,at-pv} + Q_{cond,at-tubo} \quad (4.54)$$

Substituindo m_{at} por $\rho_{at}V_{at}$ e isolando o termo da temperatura para o termo futuro ($T_{at(t_{i+1})}$) na Eq. (4.54) obtém-se a forma discretizada apresentada na Eq. (4.55).

$$T_{at(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_{at}V_{at}c_{at}}(Q_{cond,at-iso} + Q_{cond,at-pv} + Q_{cond,at-tubo}) + T_{at(t_i)} \quad (4.55)$$

4.2.2.4 Quarta camada (Tubo)

A quarta camada do módulo fotovoltaico/térmico é composta pela tubulação. Nesta camada ocorre a troca de calor por condução com o absorvedor térmico, as células fotovoltaicas, a camada de isolamento e a troca de calor por convecção com a água que circula no interior da tubulação como apresentado na Figura (4.9).

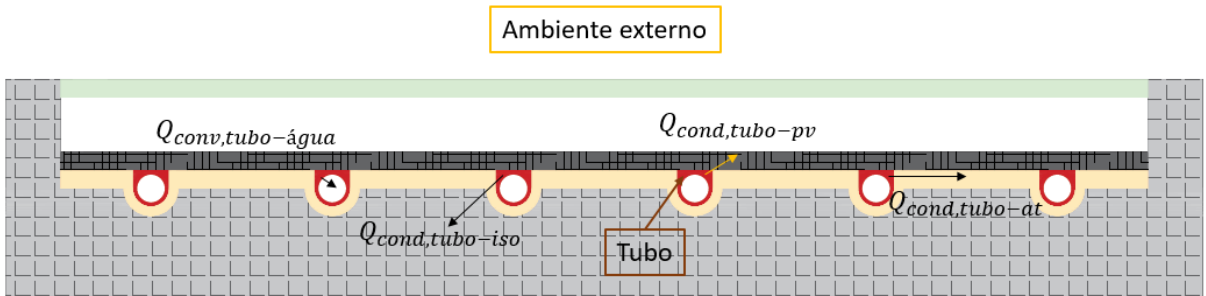


Figura 4.9: Quarta camada do sistema PV/T.

O balanço dos fluxos térmicos apresentados acima é mostrado na Eq. (4.56).

$$m_{tubo}c_{tubo}\frac{dT_{tubo}}{dt} = Q_{conv,tubo-água} + Q_{cond,tubo-at} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso}, \quad (4.56)$$

onde m_{tubo} , c_{tubo} e T_{tubo} são a massa, calor específico e temperatura da tubulação. Enquanto os termos do lado direito da equação são os fluxos de calor $Q_{conv,tubo-água}$, $Q_{cond,tubo-at}$, $Q_{cond,tubo-pv}$ e $Q_{cond,tubo-iso}$ que representam respectivamente a troca de calor por convecção entre o tubo e a água, condução entre o tubo e o absorvedor térmico, condução entre o tubo e as células fotovoltaicas e condução entre o tubo e o isolamento. Essas expressões podem ser obtidas através das Equações 4.57, 4.59, 4.60, 4.61 respectivamente.

$$Q_{conv,tubo-água} = h_{água} N_{tubo} \pi D_{int} L (T_{água} - T_{tubo}), \quad (4.57)$$

onde $T_{água}$ é a temperatura da água, enquanto $h_{água}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção da água e pode ser calculado através da Eq. (4.58).

$$h_{água} = \frac{Nu_{água} k_{água}}{D_{int}}, \quad (4.58)$$

onde:

N_{tubo} : Número de tubos

D_{int} : Diâmetro interno

$Nu_{água}$: Número de Nusselt do fluxo de água

$k_{água}$: Condutividade térmica da água

O segundo termo de fluxo de calor apresentado na Eq. (4.56) é o responsável pela condução entre a tubulação e o absorvedor térmico ($Q_{cond,tubo-at}$) e pode ser calculado fazendo uso da Eq. (4.59).

$$Q_{cond,tubo-at} = \frac{2k_{at}}{x_{at}} \delta_{at} L (T_{at} - T_{tubo}) \quad (4.59)$$

A terceira parcela do lado direito da Eq. (4.56) é o fluxo de calor por condução entre o tubo e as células fotovoltaicas ($Q_{cond,tubo-pv}$) e pode ser calculado a partir da Eq. (4.60).

$$Q_{cond,tubo-pv} = \frac{\delta_{pv}L}{\frac{W}{8k_{pv}} + \frac{\delta_{ad}\delta_{pv}}{D_{ext}k_{ad}}} (T_{pv} - T_{tubo}) \quad (4.60)$$

O último termo do lado direito da Eq. (4.56) é o fluxo de calor responsável pela condução entre a tubulação e o isolamento ($Q_{cond,tubo-iso}$) e pode ser obtido utilizando a Eq. (4.61).

$$Q_{cond,tubo-iso} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{tubo-iso} (T_{iso} - T_{tubo}), \quad (4.61)$$

onde $A_{tubo-iso}$ é a área de contato entre a tubulação e o isolamento do módulo fotovoltaico térmico. Esta área pode ser calculada através da Eq. (4.62).

$$A_{tubo-iso} = N_{tubo} \left(\frac{\pi}{2} + 1 \right) D_{ext} \quad (4.62)$$

Tendo apresentado todas as equações para os fluxos de calor, o próximo passo é discretizar a Eq. (4.56). A equação discretizada assume a forma apresentada na Eq. (4.63).

$$m_{tubo} c_{tubo} \left(\frac{T_{tubo(t_{i+1})} - T_{tubo(t_i)}}{\Delta t} \right) = Q_{conv,tubo-\acute{a}gua} + Q_{cond,tubo-at} + \\ + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso} \quad (4.63)$$

Substituindo m_{tubo} por $\rho_{tubo}V_{tubo}$ na Eq. (4.63) e isolando o termo da temperatura para o tempo futuro ($T_{tubo(t_{i+1})}$) tem-se a equação transiente discretizada para o cálculo da temperatura da tubulação no tempo futuro apresentada na Eq. (4.64).

$$T_{tubo(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{c_{tubo}\rho_{tubo}V_{tubo}} (Q_{conv,tubo-\acute{a}gua} + Q_{cond,tubo-at} + Q_{cond,tubo-pv} + Q_{cond,tubo-iso}) + T_{tubo(t_i)} \quad (4.64)$$

4.2.2.5 Quinta Camada (Isolamento)

A quinta camada que integra o módulo fotovoltaico/térmico é formada pelo isolamento que tem como função reduzir a perda de calor do sistema para a atmosfera. Nesta camada ocorrem os fluxos de calor devido a condução entre o isolamento e absorvedor térmico, condução entre o isolamento e a tubulação e a convecção entre o isolamento e o ar como demonstrado na Figura (4.10). O balanço dos fluxos de calor apresentados pode ser expresso através da Eq. (4.65).

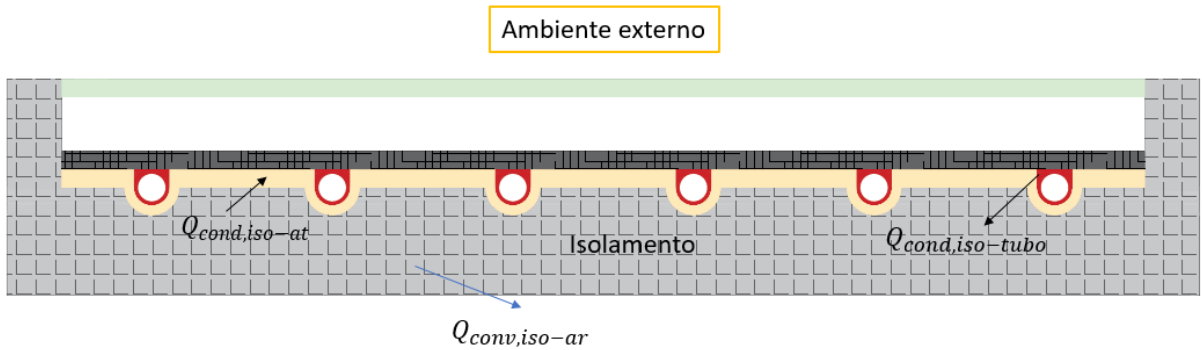


Figura 4.10: Quinta camada do sistema PV/T.

$$m_{iso}c_{iso} \frac{dT_{iso}}{dt} = Q_{cond,iso-at} + Q_{conv,iso-ar} + Q_{cond,iso-tubo}, \quad (4.65)$$

onde m_{iso} e c_{iso} são a massa e o calor específico do isolamento, enquanto os termos do lado direito da equação são os fluxos de calor $Q_{cond,iso-at}$, $Q_{conv,iso-ar}$ e $Q_{cond,iso-tubo}$ que representam respectivamente o fluxo de calor por condução entre o isolamento e o absorvedor térmico, a convecção entre o isolamento e o ar e a condução entre o isolamento e o tubo. As expressões utilizadas para o cálculo dos fluxos térmicos são apresentadas as Equações 4.66, 4.67 e 4.70.

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

O segundo termo de fluxo de calor da Eq. (4.65) pode ser obtido por meio da Eq. (4.67) apresentada a seguir.

$$Q_{conv,iso-ar} = h_{iso-ar} A_{iso-ar} (T_{amb} - T_{iso}), \quad (4.67)$$

onde h_{iso-ar} é o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o isolamento e o ar pode ser calculado utilizando a Eq. (4.68). Enquanto A_{iso-ar} é a área de troca térmica entre o isolamento e o ar determinada por meio da Eq. (4.69).

$$h_{iso-ar} = \frac{1}{\frac{\delta_{iso}}{2k_{iso}} + \frac{1}{h_{ar}}} \quad (4.68)$$

$$A_{iso-ar} = A_v \quad (4.69)$$

O terceiro termo da Eq. (4.65) é o responsável pela troca de calor entre o isolamento e o tubo ($Q_{cond,iso-tubo}$) e pode ser calculado através da Eq. (4.70).

$$Q_{cond,iso-tubo} = \frac{2k_{iso}}{\delta_{iso}} A_{tubo-iso} (T_{tubo} - T_{iso}) \quad (4.70)$$

Finalizado o cálculo de todos os fluxos de calor que agem na camada isolante, a próxima etapa é a discretização da Eq. (4.65). Aproximando a equação diferencial por uma diferença finita obtém-se a Eq. (4.71).

$$m_{iso} c_{iso} \left(\frac{T_{iso(t_{i+1})} - T_{iso(t_i)}}{\Delta t} \right) = Q_{cond,iso-at} + Q_{conv,iso-ar} + Q_{cond,iso-tubo} \quad (4.71)$$

Substituindo m_{iso} por $\rho_{iso} V_{iso}$ e isolando o termo de temperatura para o tempo futuro ($T_{iso(t_{i+1})}$) obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura transiente do isolamento térmico que é apresentada na Eq. (4.72).

$$T_{iso(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_{iso} V_{iso} c_{iso}} (Q_{cond,iso-at} + Q_{conv,iso-ar} + Q_{cond,iso-tubo}) + T_{iso(t_i)} \quad (4.72)$$

4.2.2.6 Sexta camada (água)

A sexta camada do módulo fotovoltaico/térmico é constituída pela água que é responsável por absorver a energia térmica captada pelo módulo. Sob esta camada estão os fluxos de calor trocados por convecção com a tabulação e o ganho de energia do fluxo de água como descrito na Figura (4.11). O balanço de energia para esta camada pode ser expresso como na Eq. (4.73).

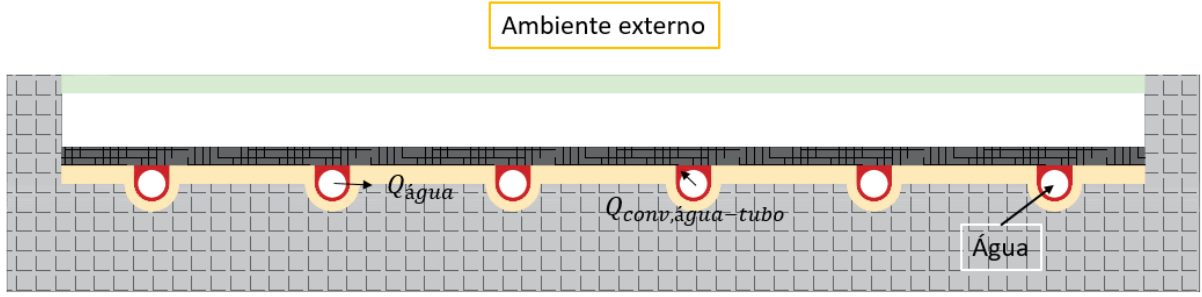


Figura 4.11: Sexta camada do sistema PV/T.

$$m_{\text{água}} c_{\text{água}} \frac{dT_{\text{água}}}{dt} = Q_{\text{água}} + Q_{\text{conv,água-tubo}}, \quad (4.73)$$

onde $m_{\text{água}}$ e $c_{\text{água}}$ são a massa de água e o calor específico respectivamente. Os termos do lado direito $Q_{\text{conv,água-tubo}}$ e $Q_{\text{água}}$ são os fluxos de calor por convecção e o calor armazenado pela água respectivamente e podem ser calculados através das Equações 4.74 e 4.75.

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

$$Q_{\text{água}} = m_{\text{água}} c_{\text{água}} (T_{\text{água-entrada}} - T_{\text{água-saída}}), \quad (4.75)$$

onde $T_{\text{água-entrada}}$ é a temperatura da água na entrada da tubulação e $T_{\text{água-saída}}$ é a temperatura da água na saída da tubulação.

Finalizada a definição dos fluxos de calor que agem na água, o próximo passo é a discretização da Eq. (4.73) através da substituição do termo diferencial por uma diferença finita de temperatura chegando a Eq. (4.76).

$$m_{\text{água}} c_{\text{água}} \left(\frac{T_{\text{água}}(t_{i+1}) - T_{\text{água}}(t_i)}{\Delta t} \right) = Q_{\text{água}} + Q_{\text{conv,água-tubo}} \quad (4.76)$$

Substituindo $m_{\acute{a}gua}$ por $\rho_{\acute{a}gua}V_{\acute{a}gua}$ na Eq. (4.76) e isolando o termo futuro da temperatura da água ($T_{\acute{a}gua(t_{i+1})}$) obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura da água em regime transiente apresentada na Eq. (4.77).

$$T_{\acute{a}gua(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_{\acute{a}gua}V_{\acute{a}gua}c_{\acute{a}gua}}(Q_{\acute{a}gua} + Q_{conv,\acute{a}gua-tubo}) + T_{\acute{a}gua(t_i)} \quad (4.77)$$

4.2.3 Cálculo das eficiências

A eficiência elétrica do módulo fotovoltaico/térmico pode ser calculada a partir da Eq. (4.78).

$$\eta_{pv} = \frac{E_{pv}}{G A_{pv}}, \quad (4.78)$$

onde η_{cel} foi obtida de FUDHOLI et al. (2014) e apresentada na Eq. (4.79).

$$\eta_{cel} = \eta_r(1 - \gamma_{pv}(T_{pv} - T_r)), \quad (4.79)$$

onde η_r é a eficiência de referência obtida através de dados de fabricante para as condições padrão de teste, γ_{pv} é o coeficiente de temperatura do módulo fotovoltaico, onde segundo Fudholi et al. (2014) pode ser utilizado 0,0045°C e T_r é a temperatura de referência sob a qual o módulo é ensaiado em laboratório.

O cálculo da eficiência térmica pode ser realizado através da Eq. (4.80), apresentada no trabalho desenvolvido por Chow (2010).

$$\eta_{term} = \frac{Q_{\acute{a}gua}}{A_v G} \quad (4.80)$$

4.2.4 Termoacumulador

Devido à sazonalidade da energia solar, o fornecimento de calor ao sistema de poligeração torna-se variável ao longo do dia. Para que o sistema opere de forma mais uniforme adota-se um tanque de armazenamento térmico com as características geométricas apresentadas na Tabela (4.1)

Tabela 4.1: Dados do tanque de armazenamento térmico.

Espessura do isolamento	0,05 m
Diâmetro interno	0,62 m
Comprimento	1,0 m
Condutividade térmica	0,037 W/m K
Massa específica	64 kg/m ³

Assim como foi realizado para cada camada no sistema PV/T, o balanço de energia realizado no tanque de armazenamento térmico pode ser expresso como na Eq. (4.81)

$$m_{at}c_{at}\frac{dT_{at}}{dt} = Q_e + Q_s + Q_p, \quad (4.81)$$

onde o subscrito “at” se refere a água contida no interior do tanque de armazenamento térmico, Q_e é o calor adicionado ao reservatório térmico pela água do sistema PV/T, Q_s é o calor transferido do reservatório para o fluxo de água direcionado para a caldeira de recuperação e Q_p é o calor perdido para o meio ambiente. O primeiro termo do lado direito da Eq. (4.81) pode ser calculado através da Eq. (4.82). A efetividade média do trocador de calor adotado foi de 70%.

$$Q_e = m_{\text{água}}c_{\text{água}}(T_{\text{água-média}} - T_{\text{sai_tanque}}) \quad (4.82)$$

O segundo termo do lado direito pode ser obtido por meio da Eq. (4.83).

$$Q_s = m_{\text{água}} c_{\text{água}} (T_{\text{retorno}} - T_{\text{tanque}}), \quad (4.83)$$

onde T_{retorno} é a temperatura da água retornando para o tanque. O último termo do lado direito representa a perda de calor para o meio ambiente e pode ser calculado por meio da Eq. (4.84):

$$Q_p = U_p A (T_a - T_{\text{tanque}}), \quad (4.84)$$

sendo U_p o coeficiente global de transferência de calor, calculado por meio da Eq. (4.85) (HU et al., 2020).

$$U_p = \frac{1}{\frac{D_{et}}{2k_t} \ln \frac{D_{et}}{D_{it}} + \frac{1}{h_{a-t}}}, \quad (4.85)$$

onde D_{et} , D_{it} e k_t são o diâmetro externo, diâmetro interno e a condutividade térmica do tanque. h_{a-t} é o coeficiente convectivo entre o ambiente e o tanque de armazenamento térmico.

O número de Nusselt para o cilindro vertical pode ser calculado por meio da Eq. (4.86) (BERGMAN et al., 2014)

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(0,492/Pr\right)^{9/16}\right]^{4/9}}, \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (4.86)$$

Na Eq. (4.87) é apresentada a forma discretizada da Eq. (4.81).

$$T_{at(t_{i+1})} = \frac{\Delta t}{\rho_{at} V_{at} c_{at}} (Q_e + Q_s + Q_p) + T_{at(t_i)} \quad (4.87)$$

Uma vez calculada a potência elétrica produzida e a temperatura da água no tanque de armazenamento térmico, esses dados são utilizados como parâmetros de entrada para calcular a contribuição do sistema PV/T na produção de energia elétrica e vapor dentro do sistema de poligeração. Para isso, os dados obtidos do *Matlab* ao longo do dia são aproximados como média anual.

4.2.5 Grupo Motor-Gerador

Neste tópico será abordado o grupo motor-gerador, onde serão apresentadas as equações características que regem seu funcionamento. Para este trabalho foi adotado o grupo motor-gerador da *Leon Heimer*, onde os dados são apresentados na Tabela (4.2), extraídos de Queiroz (2013).

Tabela 4.2: Dados do grupo Motor-Gerador

Marca	Heimer
Modelo	GEHGM-100
Rotação	1800RPM
Motor	GM 8,1L
Combustível	Gás natural
Potência	240hp (3000rpm)
Alternador	Negrini

Fonte: Queiroz (2013).

Os dados utilizados para a elaboração das equações características foram obtidos do trabalho de Alcântara (2019) e são apresentados na Tabela (4.3).

Tabela 4.3: Dados operacionais do grupo motor-gerador

Carga (%)	Vazão mássica de gás natural (10^{-3} kg/s)	Temperatura dos gases de exaustão ($^{\circ}\text{C}$)	Potência elétrica (kW)	Velocidade de operação (rpm)
37,64	4,74	583,8	74,10	1204
43,86	5,61	602,9	86,90	1403
50,11	6,373	619,6	98,40	1603
56,33	7,274	630,7	109,00	1802
62,61	8,036	656,0	120,70	2003
68,83	8,763	667,6	131,30	2202
75,09	9,317	678,8	140,90	2402
81,28	9,941	695,4	150,00	2600
87,59	10,56	712,5	157,20	2802
93,81	11,36	715,1	163,50	3001
100	11,6	733,5	167,20	3199

Fonte: Alcântara (2019)

A partir dos dados da Tabela (4.3) foram levantadas as equações características relacionando as variáveis vazão mássica de gás natural, temperatura dos gases de exaustão e potência elétrica à carga do motor-gerador. Essas equações representam o comportamento do motor-gerador quando variado o parâmetro de entrada estabelecido (Carga). Na Figura (4.12) é possível observar a equação característica ajustada para a carga e a potência elétrica do grupo motor-gerador.

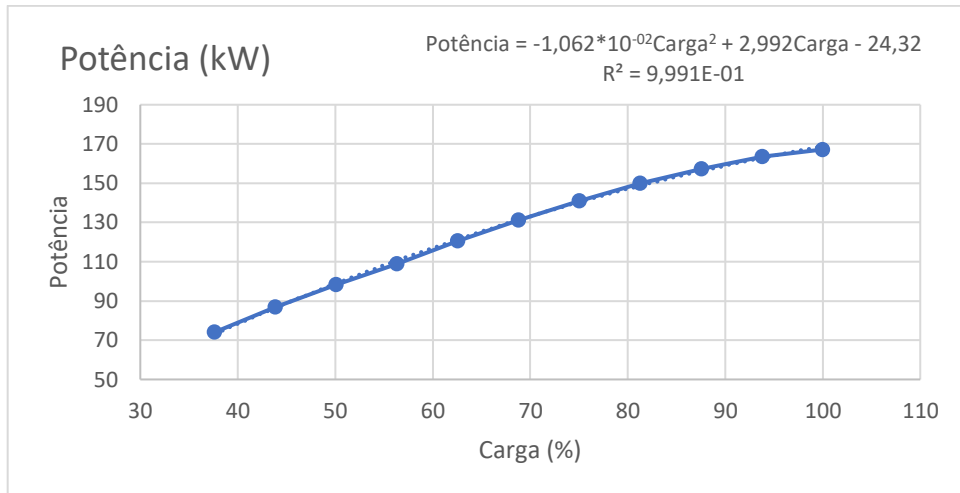


Figura 4.12: Curva de Potência elétrica versus carga.

A equação que relaciona as variáveis carga do motor e potência elétrica gerada, apresentada na Figura (4.12) é a Eq. (4.88), que possui um coeficiente de determinação de 0,99.

$$\dot{W}_m = -0,01062Carga^2 + 2,992Carga - 24,32 \quad (4.88)$$

Na Figura (4.13) é apresentada a curva característica que relaciona as variáveis vazão de gás natural e a carga do motor-gerador.

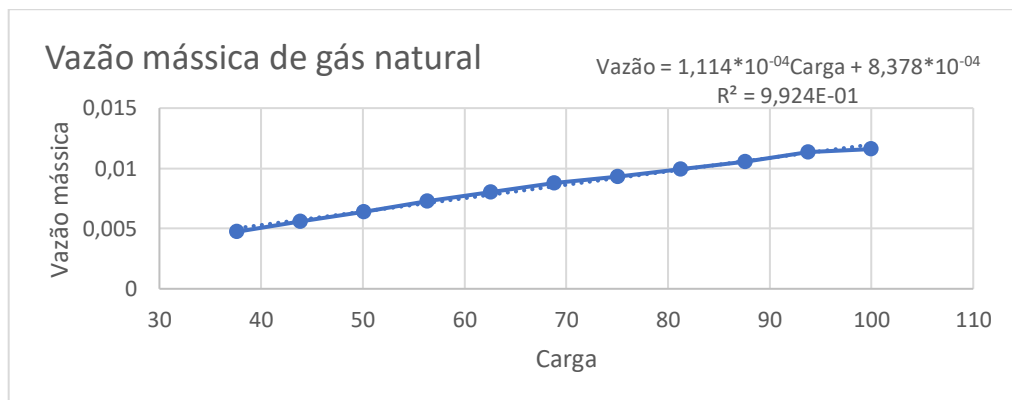


Figura 4.13: Curva de vazão mássica versus carga.

A equação característica que relaciona as variáveis carga do motor e vazão mássica de gás natural é a Eq. (4.89). Esta equação possui um coeficiente de determinação de 0,99.

$$\dot{m}_{GN} = 1,114 * 10^{-4} Carga - 8,378 * 10^{-4} \quad (4.89)$$

Na Figura (4.14) é apresentada a curva que ajusta os pontos entre a temperatura dos gases de exaustão e a carga do motor.

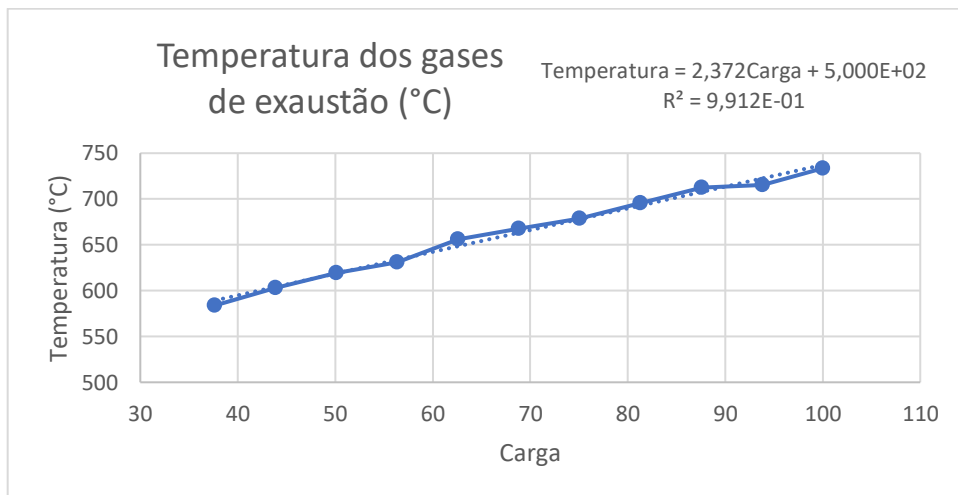


Figura 4.14: Curva de temperatura dos gases de exaustão versus carga.

A equação característica que relaciona as propriedades apresentadas na Figura (4.14) é apresentada na Eq. (4.90).

$$T_{gases} = 2,372Carga + 500 \quad (4.90)$$

Para realizar um estudo de aproveitamento da energia térmica contida nos gases de exaustão é necessário o cálculo da vazão desses gases na saída do grupo motor-gerador. Para isso foi adotada a metodologia utilizada por Alcântara (2019), onde é preciso conhecer a quantidade de ar utilizado para a queima do combustível juntamente com a quantidade de

combustível inserido no motor. A quantidade de ar utilizada pode ser calculada por meio da Eq. (4.91).

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar,ideal} \left(1 + \frac{excesso}{100} \right), \quad (4.91)$$

onde $\dot{m}_{ar,ideal}$ é a vazão mássica de ar estequiométrica, enquanto $\frac{excesso}{100}$ é a fração de ar em excesso estabelecida.

Uma vez conhecida a vazão mássica de ar ($\dot{m}_{ar}$) na entrada do motor de combustão interna, a vazão mássica de gases de exaustão pode ser calculada pela soma desta componente com a vazão mássica do combustível (Equação 4.89) como apresentada na Eq. (4.92).

$$\dot{m}_{ge} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{GN} \quad (4.92)$$

Sendo calculada a vazão dos gases de exaustão, a energia contida nesses gases pode ser calculadas por meio da Eq. (4.93).

$$\dot{Q}_{ge} = \dot{m}_{ge} c_{p,ge} (T_{ge} - T_{amb}), \quad (4.93)$$

onde $c_{p,ge}$ e T_{ge} são o calor específico e a temperatura dos gases de exaustão respectivamente. Enquanto a energia contida no combustível antes de ocorrer o processo de combustão é dada pela Eq. (4.94).

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI, \quad (4.94)$$

onde $\dot{m}_{comb}$ é a vazão mássica de combustível e PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

Uma vez calculada a energia contida no combustível (Equação 4.94) e o trabalho produzido pelo grupo motor-gerador (Equação 4.88) é possível calcular a eficiência do sistema por meio da Eq. (4.95).

$$\eta = \frac{\dot{W}_m}{\dot{Q}_{comb}} \quad (4.95)$$

4.2.6 Gás Natural

O combustível adotado neste estudo foi o gás natural devido ao menor impacto sobre o meio ambiente quando comparado com outros combustíveis fósseis (ATANASOAE, 2020). Com a finalidade de análise, foi adotado o gás natural com composição fornecida pela PBGás, porém, a composição adotada não difere muito daquela fornecidas por outras companhias como é o caso da Copergás. Os dados de composição do gás natural são apresentados na Tabela (3.1).

Tabela 3.1: Característica do gás natural fornecido em Pernambuco e na Paraíba

Componentes	% Volumétrica	
	PBgás	Copergás
Metano	90,09	89,24
Etano	6,84	7,86
Propano	0,16	0,24
N ₂	1,35	1,34
CO ₂	1,56	1,25
O ₂	-	0,02

Fontes: PBGÁS (2021), Copergás (2021)

A partir da composição do gás natural apresentada na Tabela (3.1) é possível calcular o poder calorífico inferior do combustível através da Eq. (4.96).

$$PCI = \sum_i k_i PCI_i, \quad (4.96)$$

onde k_i é a fração mássica de cada componente do gás natural e PCI_i são os respectivos poderes caloríficos inferiores, obtidos da Tabela (4.4).

Tabela 4.4: PCI dos hidrocarbonetos que compõem o gás natural

Componente	PCI (kJ/kg)
Metano	50016
Etano	47489
Propano	46357
CO ₂	-
N ₂	-

Fonte: Turns (2013)

O cálculo do calor específico dos gases de exaustão é realizado por meio da Eq. (4.97).

$$c_{p,ge} = \sum_i X_i c_{p,i}, \quad (4.97)$$

onde X_i é a fração mássica de cada componente dos gases de exaustão, enquanto $c_{p,i}$ é o calor específico de cada componente na temperatura de saída dos gases de exaustão.

4.2.7 Chiller de Absorção

Nesse tópico será abordado a metodologia adotada no estudo do chiller de absorção WFS-SC10 da Yazaki de 35,2 kW de potência de refrigeração via EES. A análise desse equipamento será feita mediante a aplicação das leis da conservação de massa e energia a todos os trocadores de calor que compõem o sistema e a aplicação da lei da conservação de espécies ao conjunto gerador-absorvedor como desenvolvido em Ochoa (2010).

O modelo de chiller descrito acima pode ser aproximado de acordo com o esquema apresentado na Figura (4.15), para um chiller de absorção de simples efeito operando com o par de trabalho brometo de lítio e água. Para isto algumas simplificações foram impostas aos sistemas, são elas:

- Chiller opera em regime permanente;
- Não há perdas de calor dos equipamentos para o ambiente externo;
- Não ocorre perda de calor e pressão nas tubulações;
- As válvulas de expansão foram consideradas isentálpicas;
- O circuito de resfriamento do absorvedor e do condensador estão em série;
- Há apenas refrigerante circulando no condensador e no evaporador;
- O sistema possui apenas dois níveis de pressão;
- Não existe variação da energia cinética e potencial no sistema;
- O vapor refrigerante que deixa o gerador não contém brometo de lítio.

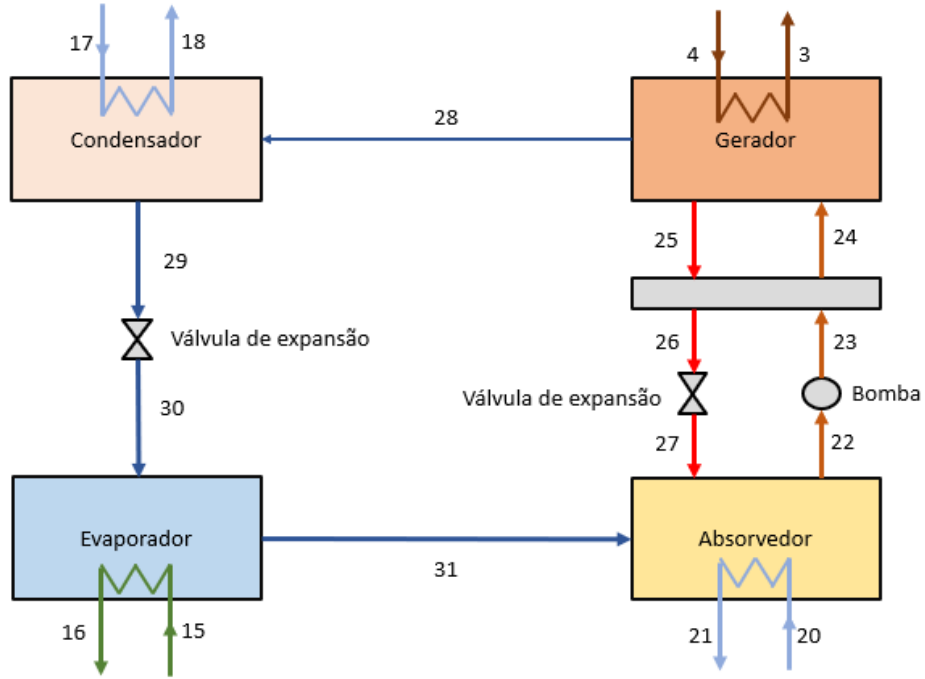


Figura 4.15: Esquema do chiller de absorção de simples efeito.

Aplicando as simplificações apresentadas acima, a equação do balanço de energia para o volume de controle assume a forma descrita na Eq. (4.98).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}h \quad (4.98)$$

Quando analisados os trocadores de calor que estão presentes no evaporador, condensador, absorvedor e gerador, o conceito de modelo de trocador de calor através do produto UA é adotado, onde segundo Herold, Radermacher e Klein (2016) é uma maneira mais conveniente de determinar a troca térmica. Esta troca de calor é determinada por meio da Eq. (4.99).

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{h,1} - T_{c,1}) - (T_{h,2} - T_{c,2})}{\ln \frac{T_{h,1} - T_{c,1}}{T_{h,2} - T_{c,2}}} \quad (4.99)$$

A segunda equação do balanço aplicada no sistema é a conservação da massa, onde a vazão mássica entrando no volume de controle especificado deve ser igual a vazão mássica saindo. A equação da conservação da massa é apresentada na Eq. (4.100).

$$\sum m_e = \sum m_s \quad (4.100)$$

A Eq. (4.101) é a lei da conservação das espécies e como citado anteriormente, ela é aplicada ao compressor térmico (gerador e absorvedor) para determinar as concentrações de água e brometo de lítio presentes na solução rica e pobre.

$$\sum m_e x_e = \sum m_s x_s \quad (4.101)$$

Nos pontos seguintes as equações da conservação da massa, da energia e das espécies serão aplicadas em cada equipamento que constitui o chiller de absorção.

4.2.7.1 Gerador

O primeiro equipamento do chiller de absorção que terá sua metodologia desenvolvida é o gerador representado pela Figura (4.16).

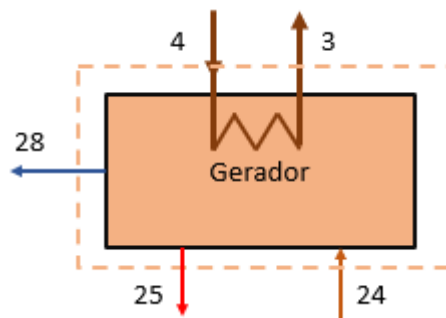


Figura 4.16: Gerador do chiller de absorção.

As equações do balanço de massa aplicadas ao circuito externo (linhas 3 e 4) e ao circuito interno (linhas 24, 25 e 28) podem ser dadas por meio das Equações 4.102 e 4.103 respectivamente.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.102)$$

$$\dot{m}_{25} + \dot{m}_{28} = \dot{m}_{24} \quad (4.103)$$

O balanço de espécie de brometo de lítio pode ser dada através da Eq. (4.104).

$$\dot{m}_{25}x_{25} = \dot{m}_{24}x_{24} \quad (4.104)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.105, 4.106 e 4.107 que são responsáveis respectivamente pela troca de calor do circuito externo (linhas 3 e 4), circuito interno (linhas 24, 25 e 28) e pelo modelo de troca de calor baseado no produto UA_{Ger} .

$$Q_{Ger} = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.105)$$

$$Q_{Ger} = \dot{m}_{24} h_{24} - (\dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{28} h_{28}) \quad (4.106)$$

$$Q_{Ger} = UA_{Ger} \frac{(T_4 - T_{25}) - (T_3 - T_{28})}{\ln \frac{T_4 - T_{28}}{T_3 - T_{25}}} \quad (4.107)$$

4.2.7.2 Absorvedor

O segundo equipamento a ter sua metodologia definida é o absorvedor térmico representado pela Figura (4.17).

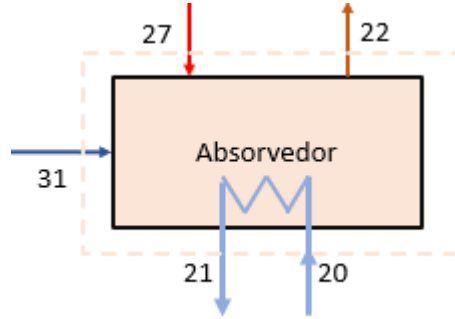


Figura 4.17: Absorvedor do chiller de absorção.

As equações do balanço de massa aplicadas ao circuito externo (linhas 20 e 21) e ao circuito interno (linhas 22, 27 e 31) podem ser dadas por meio das Equações 4.108 e 4.109 respectivamente.

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} \quad (4.108)$$

$$\dot{m}_{31} + \dot{m}_{27} = \dot{m}_{22} \quad (4.109)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.110, 4.111 e 4.112 que são responsáveis respectivamente pela troca de calor do circuito externo (linhas 20 e 21), circuito interno (linhas 22, 27 e 31) e pelo modelo de troca de calor baseado no produto UA_{Abs} .

$$Q_{Abs} = \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{22}h_{22} \quad (4.110)$$

$$Q_{Abs} = (\dot{m}_{31}h_{31} + \dot{m}_{27}h_{27}) - \dot{m}_{22}h_{22} \quad (4.111)$$

$$Q_{Abs} = UA_{Abs} \frac{(T_4 - T_{25}) - (T_3 - T_{28})}{\ln \frac{T_4 - T_{25}}{T_3 - T_{28}}} \quad (4.112)$$

4.2.7.3 Trocador de calor de solução

O terceiro equipamento a ter sua metodologia definida é o trocador de calor de solução representado pela Figura (4.18).

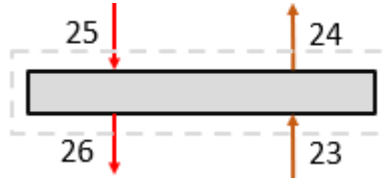


Figura 4.18: Trocador de calor de solução.

As equações do balanço de massa aplicadas aos circuitos de solução rica (linhas 23 e 24) e ao circuito de solução pobre (linhas 25, 26) podem ser dadas por meio das Equações 4.113 e 4.114 respectivamente.

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad (4.113)$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} \quad (4.114)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.115, 4.116 e 4.117 que são responsáveis respectivamente pela troca de calor do circuito de solução rica (linhas 23 e 24), circuito de solução pobre (linhas 25, 26) e pelo modelo de troca de calor baseado no produto UA_{TC} .

$$Q_{TC} = \dot{m}_{23}h_{23} - \dot{m}_{24}h_{24} \quad (4.115)$$

$$Q_{TC} = \dot{m}_{25}h_{25} - \dot{m}_{26}h_{26} \quad (4.116)$$

$$Q_{TC} = UA_{TC} \frac{(T_{25}-T_{24})-(T_{26}-T_{23})}{\ln \frac{T_{25}-T_{24}}{T_{26}-T_{23}}} \quad (4.117)$$

Porém para o cálculo da troca de calor neste equipamento é necessária uma informação adicional. Esta informação é fornecida através da efetividade do trocador de calor (dado do equipamento), que pode ser calculada por meio da Eq. (4.118).

$$\varepsilon = \frac{T_{25}-T_{26}}{T_{25}-T_{23}} \quad (4.118)$$

4.2.7.4 Bomba

O quarto equipamento a ter sua metodologia definida é a bomba de solução representada pela Figura (4.19).

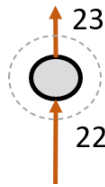


Figura 4.19: Bomba de solução.

A equação do balanço de massa aplicada à bomba é dada por meio da Eq. (4.119).

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22} \quad (4.119)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.120 e 4.121 que são responsáveis por fornecer o trabalho consumido pela bomba para a elevação da pressão no sistema.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22}) \quad (4.120)$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{22}V_{22}(P_{23} - P_{22}) \quad (4.121)$$

4.2.7.5 Condensador

O quinto equipamento a ter sua metodologia definida é o condensador representado pela Figura (4.20).

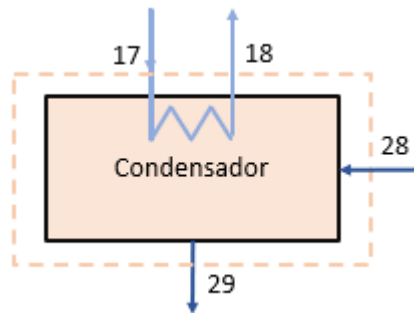


Figura 4.20: Condensador do chiller de absorção.

As equações do balanço de massa aplicadas ao circuito externo (linhas 17 e 18) e ao circuito interno (linhas 28, 29) podem ser dadas por meio das Equações 4.122 e 4.123 respectivamente.

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (4.122)$$

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} \quad (4.123)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.124, 4.125 e 4.126 que são responsáveis respectivamente pela troca de calor do circuito externo (linhas 17 e 18), circuito interno (linhas 28, 29) e pelo modelo de troca de calor baseado no produto UA_{Cond} .

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} \quad (4.124)$$

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{28}h_{28} - \dot{m}_{29}h_{29} \quad (4.125)$$

$$Q_{Cond} = UA_{Cond} \frac{(T_{29}-T_{17})-(T_{29}-T_{18})}{\ln \frac{T_{29}-T_{17}}{T_{29}-T_{18}}} \quad (4.126)$$

4.2.7.6 Válvula de expansão

O sexto equipamento a ter sua metodologia definida são as válvulas de expansão representadas pela Figura (4.21), que podem ser simplificadas como operando de forma isentálpica.

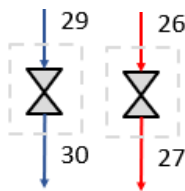


Figura 4.21: Válvulas de expansão do chiller de absorção.

4.2.7.7 Evaporador

O último equipamento é o evaporador representado pela Figura (4.22).

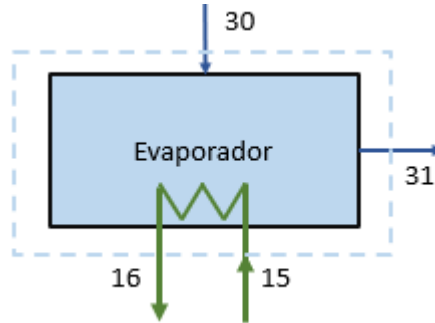


Figura 4.22: Evaporador do chiller de absorção.

As equações do balanço de massa aplicadas ao circuito externo (linhas 15 e 16) e ao circuito interno (linhas 30, 31) podem ser dadas por meio das Equações 4.127 e 4.128 respectivamente.

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (4.127)$$

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} \quad (4.128)$$

O balanço de energia por sua vez fornece as Equações 4.129, 4.130 e 4.131 que são responsáveis respectivamente pela troca de calor do circuito externo (linhas 15 e 16), circuito interno (linhas 30, 31) e pelo modelo de troca de calor baseado no produto UA_{Eva} .

$$Q_{Eva} = \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{16}h_{16} \quad (4.129)$$

$$Q_{Eva} = \dot{m}_{30}h_{30} - \dot{m}_{31}h_{31} \quad (4.130)$$

$$Q_{Eva} = UA_{Eva} \frac{(T_{16}-T_{31})-(T_{15}-T_{31})}{\ln \frac{T_{16}-T_{31}}{T_{15}-T_{31}}} \quad (4.131)$$

4.2.8 Trocador do chiller de absorção

Satisfazendo a equação da conservação da massa para cada circuito do trocador de calor (gases de exaustão e fluido de acionamento do chiller), apresentado na Figura (4.23), a equação da conservação de energia pode ser utilizada de acordo com a Eq. (4.132).

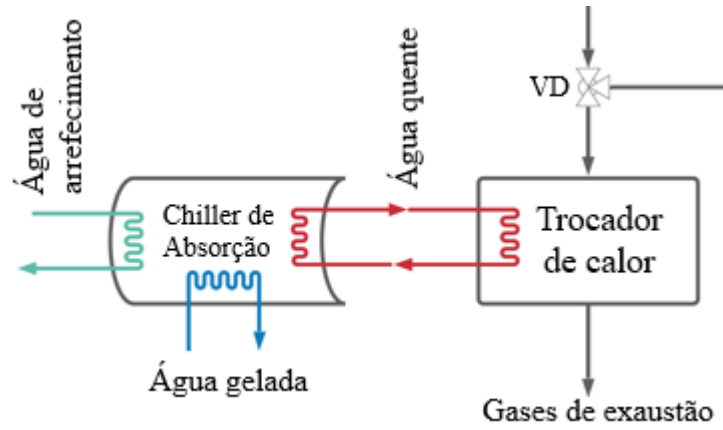


Figura 4.23: Trocador de calor entre motor e chiller.

$$\dot{m}_{\text{Água quente}}(h_e - h_s) = \dot{m}_{GE}(h_{GE_e} - h_{GE_s}), \quad (4.132)$$

onde os subscritos “e” e “s” representam o fluido entrando e saindo do trocador de calor.

4.2.9 Caldeira de recuperação

Satisfazendo a equação da conservação da massa para cada circuito da caldeira de recuperação (gases de exaustão e água/vapor), apresentada na Figura (4.24), a equação da conservação de energia pode ser utilizada de acordo com a Eq. (4.133)

$$\dot{m}_{GE}(h_e - h_s) = \dot{m}_v h_v - \dot{m}_a h_a, \quad (4.133)$$

onde os subscritos “v” e “a” representam o vapor produzido pela caldeira de recuperação e a água de alimentação da caldeira.

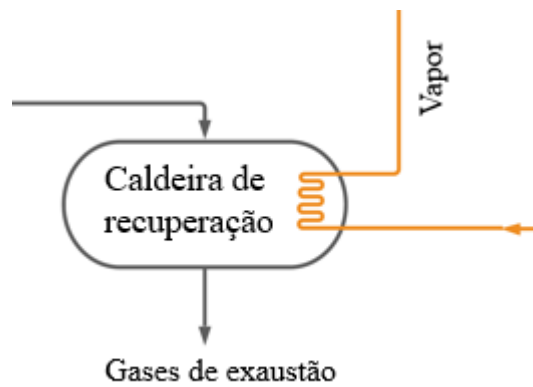


Figura 4.24: Caldeira de recuperação.

CAPÍTULO V

ANÁLISE DO SISTEMA PV/T

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos para o sistema fotovoltaico/térmico. No início de cada etapa de discussão dos resultados serão apresentadas as condições de entrada de cada parâmetro, sendo estas condições fixadas ao longo das simulações, a menos que a análise paramétrica envolva a variável.

5.1 SISTEMA FOTOVOLTAICO TÉRMICO

Este tópico é dividido em dois pontos. No primeiro será apresentada a validação da metodologia implementada através da comparação com valores obtidos no site do INMET e do trabalho de Parthiban et al. (2020).

No segundo ponto serão realizadas análises para a cidade de João Pessoa, capital do estado da Paraíba, onde serão apresentadas as curvas de irradiância, temperatura para as diferentes camadas do sistema PV/T, potência elétrica e térmica produzida e das eficiências térmica e elétrica.

Os dados de entrada para a realização das análises são apresentados na Tabela (5.1) e as condições iniciais são apresentadas na Tabela (5.2), sendo estes valores fixos para todas as simulações.

Tabela 5.1: Dados de entrada do sistema PV/T

Módulo	
Orientação	Norte
Fator de eficiência	0,93
Distância entre o vidro e as células	0,02 m
Absorvedor térmico	
Condutividade térmica	$380 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Calor Específico	$350 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$8920 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Espessura	0,003 m
Vidro	
Área	2 m^2
Massa específica	$2200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Emissividade	0,88
Espessura	0,0023 m
Calor específico	$670 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Células fotovoltaicas	
Temperatura de referência	$25 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Emissividade	0,96
Absortância	0,94
Emissividade	0,173
Coeficiente de Temperatura	$0,0045 \text{ K}^{-1}$
Fator de preenchimento	0,804
Espessura	0,0002 m
Condutividade térmica	$148 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Calor específico	$700 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$2330 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Adesivo	
Espessura	0,00046 m
Condutividade térmica	$0,35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Tubulação	
Condutividade térmica	$380 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Continuação da Tabela 5.1

Calor específico	$350 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$8920 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Diâmetro externo	0,01 m
Espessura da parede	0,0001 m
Comprimento/tubo	2 m
Número de tubos	10
Espaçamento entre tubos	0,1 m
Água	
Número de Nusselt	4,36
Condutividade térmica	$0,61 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$999 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Calor específico	$4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Vazão/Tubos	$0,005 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{N}^{-1}_{\text{tubos}}$
Temperatura de entrada da água	28 °C
Ar atmosférico	
Condutividade térmica	$0,02763 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$1,2041 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Calor específico	$1005 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Difusividade térmica	$25,164 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Viscosidade	$17,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Isolamento	
Condutividade térmica	$0,034 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Calor específico	$670 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Massa específica	$20 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Espessura	0,05 m

Tabela 5.2: Condição inicial do sistema PV/T

Temperatura do vidro	25°C
Temperatura dos painéis fotovoltaicos	25 °C
Temperatura da tubulação	25 °C
Temperatura do absorvedor térmico	25 °C

Continuação da Tabela 5.2

Temperatura do isolamento	25 °C
Temperatura da água	28 °C
Temperatura de retorno da água	31 °C
Temperatura do tanque	35,27 °C
Vazão mássica	0,005kg/s
Irradiância	0 W/m ²

5.1.1 Validação do modelo de radiação

Neste ponto será apresentada a validação do modelo de radiação através da comparação do resultado obtido e os dados coletados através da estação climática do Instituto Nacional de Meteorologia localizada na cidade de João Pessoa no estado da Paraíba. Neste trabalho foi escolhido o dia 15 de cada mês como característico e representativo do mês, uma vez que a radiação incidente depende do dia do ano, a escolha desse dia traz um valor médio para a irradiância no mês.

Para a validação foi utilizado o perfil de irradiância do mês de janeiro obtido através dos dados do INMET. Os dados do modelo numérico foram obtidos para os módulos na horizontal, uma vez que a radiação medida pelo INMET é realizada nesta inclinação. Na Tabela (5.3) estão os dados obtidos neste trabalho e os medidos pelo INMET, juntamente com a Figura (5.1) que apresenta estes valores.

Pode-se observar na Tabela (5.3) e na Figura (5.1) que os valores obtidos por meio do modelo numérico para o módulo na horizontal e os dados coletados pela estação climática apresentaram boa concordância, sendo viável a aplicação do modelo numérico proposto para prever a irradiância incidindo sobre a superfície do sistema PV/T. O modelo continua válido para os demais meses do ano, pois o ângulo de incidência que varia ao longo do ano é corrigido para cada mês neste modelo, assim como a radiação hemisférica incidindo sobre a superfície no dia característico.

Tabela 5.3: Comparação do modelo numérico de radiação

Hora	INMET (W/m ²)	Presente trabalho (W/m ²)	Diferença (%)
01:00	0	0	0
02:00	0	0	0
03:00	0	0	0
04:00	0	0	0
05:00	0	0	0
06:00	0,26	0	-100
07:00	24,09	100,54	317,33
08:00	145,63	269,38	84,97
09:00	328,44	452,29	37,70
10:00	557,04	623,43	11,91
11:00	709,50	755,84	6,53
12:00	811,75	827,32	1,91
13:00	831,55	825,52	-0,72
14:00	777,95	750,75	-3,49
15:00	713,43	615,93	-13,66
16:00	576,58	443,60	-23,06
17:00	366,12	260,81	-28,76
18:00	143,27	93,19	-34,95
19:00	18,97	0	-100
20:00	0,16	0	-100
21:00	0	0	0
22:00	0	0	0
23:00	0	0	0
24:00	0	0	0

Os dados apresentados na Tabela (5.3) mostram que a diferença entre o presente trabalho e os dados coletados no INMET são maiores para menores irradiancias sobre a superfície, onde a influência na geração de potência (elétrica e térmica) é pequena.

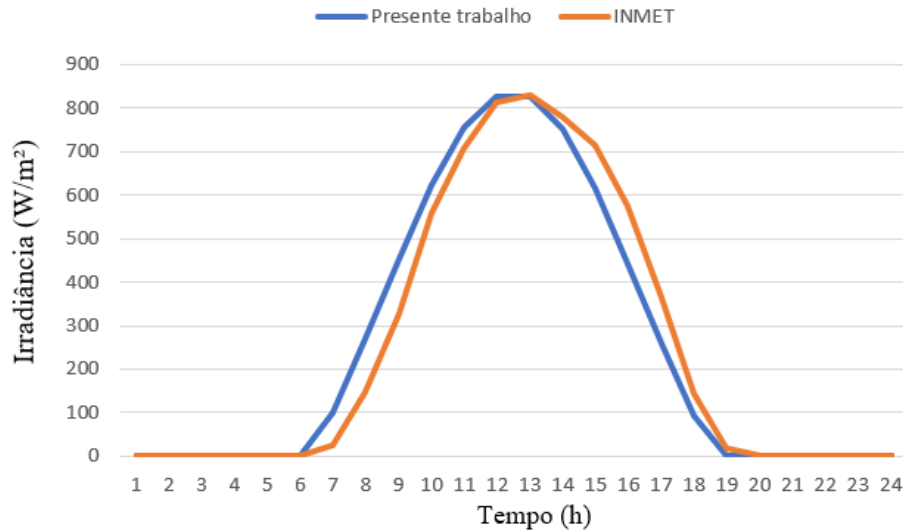


Figura 5.1: Comparação entre os resultados obtidos na validação.

5.1.2 Validação da distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T

Neste ponto será realizada a validação da distribuição de temperatura. Para isso foi utilizado o trabalho desenvolvido por Parthiban et al. (2020), onde foi comparada a temperatura da camada de células fotovoltaicas. Foram utilizados os dados de entrada fornecidos pelos autores do artigo de modo que o resultado apresente uma acurácia adequada.

Na Figura (5.2) é apresentado o resultado obtido por Parthiban et al. (2020) para uma vazão mássica de água de 0,00305 kg/s, uma temperatura de entrada da água de 30°C e uma temperatura ambiente de 35°C.

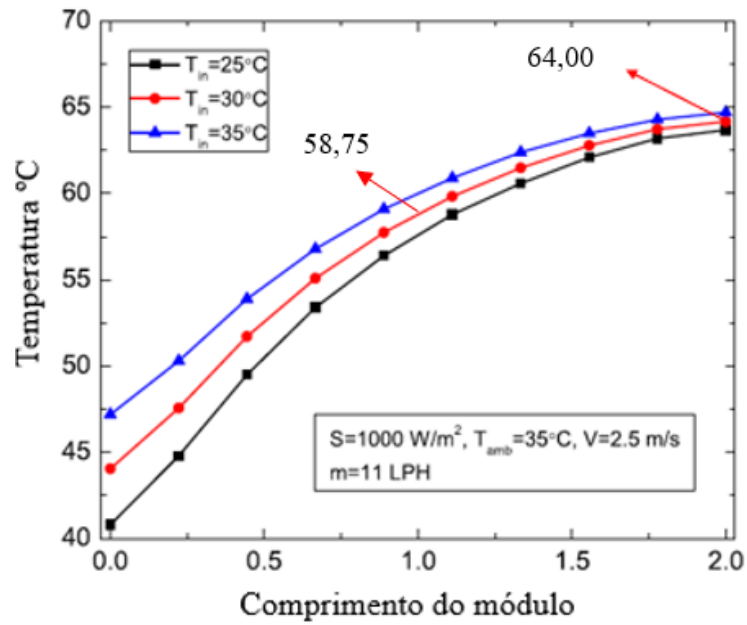


Figura 5.2: Temperatura das células fotovoltaicas ao longo do seu comprimento.

Fonte: Adaptado de Parthiban et al. (2020)

Na Figura (5.3) é possível observar a curva de temperatura da camada de células fotovoltaicas.

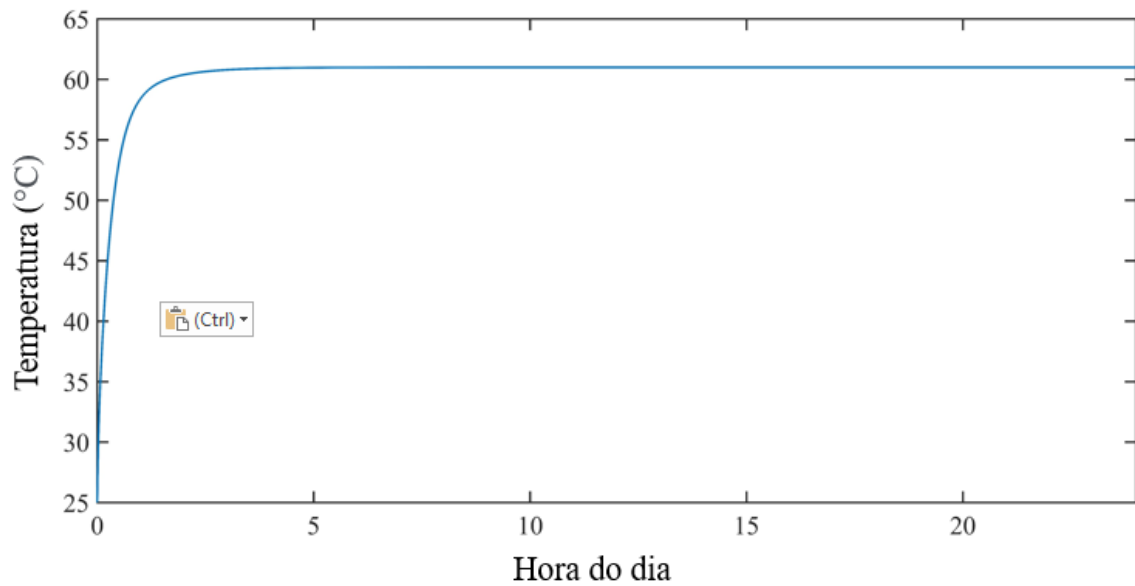


Figura 5.3: Curva de Temperatura da camada fotovoltaica.

Comparando os números obtidos no presente trabalho, apresentados na Figura (5.3), (Temperatura aproximada de 60,99°C) com aqueles obtidos por Parthiban et al. (2020),

Figura (5.2), (Temperatura aproximada de 58,75°C) observa-se uma diferença nos resultados de 3,81%. Esta diferença entre os valores ocorreu devido a diferença no modelo adotado neste trabalho e as simplificações geométricas quanto às camadas de materiais presentes nos sistemas (onde foi desconsiderada a camada de *tedlar* neste trabalho).

5.1.3 Análise paramétrica

Neste tópico foi avaliada a influência da inclinação do módulo fotovoltaico/térmico, sua orientação em relação ao norte (ângulo de azimuth) e a influência do fluxo de água de arrefecimento no interior do coletor, para cada mês do ano, na irradiância sobre a superfície do módulo fotovoltaico/térmico, na potência elétrica produzida, na potência térmica absorvida pela água, nas eficiências elétrica e térmica e na distribuição de temperatura em cada camada do sistema PV/T. A escolha do ângulo de inclinação foi feita para levantar valores em torno da inclinação correspondente à latitude, trazendo outros dados, além dos disponíveis nas ferramentas gratuitas (CRESESB) utilizadas para o dimensionamento solar.

Os dados geográficos, meridiano (Mer), longitude (Lon) e latitude (Lat), e os dados climáticos para a cidade de João Pessoa, em cada mês, são apresentados na Tabela (5.4).

Tabela 5.4: Dados geográficos e climáticos para João pessoa

Mês	Dia	Radiação Global (MJ/m ² dia)	Mer	Lon	Lat	V _{vento} (m/s)	T _{máx} (°C)	T _{mín} (°C)
Janeiro	15	21,81	45	-34,82	-7,17	2,49	28	27,01
Fevereiro	46	21,2				2,29	28,15	27,15
Março	74	21,1				1,91	28,12	27,12
Abril	106	17,88				1,89	27,4	26,43
Maio	136	16,67				1,84	26,73	25,77
Junho	166	15,94				2,02	25,93	24,92
Julho	196	15,98				2,2	25,07	24,04
Agosto	227	19,96				2,42	25,72	24,67
Setembro	258	22,25				2,65	26,23	25,21
Outubro	288	22,78				2,55	27,06	26,04
Novembro	319	23,65				2,38	27,86	26,8
Dezembro	349	22,8				2,3	28,14	27,07

5.1.3.1 Irradiância solar incidindo na superfície

Quando posicionado na horizontal, a irradiância incidindo sobre a superfície do módulo PV/T pode ser apresentada por meio da Figura (5.4).

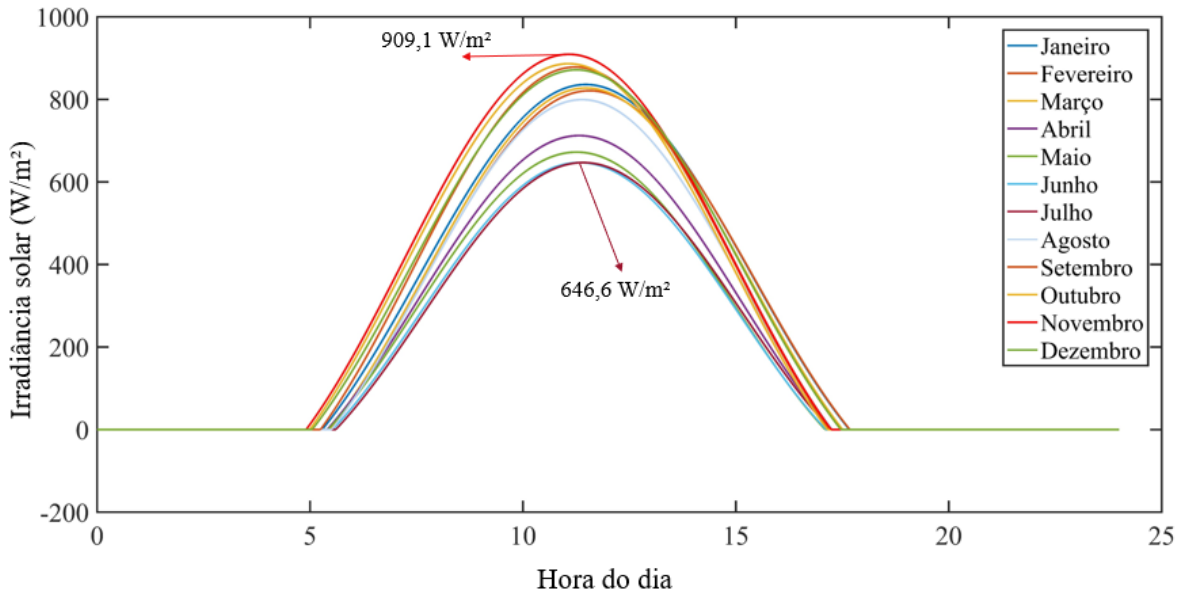


Figura 5.4: Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T na horizontal.

Foi possível observar na Figura (5.4) que os valores de irradiância variaram ao longo do dia para cada mês do ano, atingindo valores máximos de $909,01 \text{ W/m}^2$ em novembro e $646,6 \text{ W/m}^2$ em junho, o que corresponde a uma diferença de 40,58% entre os dois períodos. Quanto à média de irradiância incidindo sobre a superfície do sistema ao longo do ano, considerando o período entre o nascer e o pôr do sol, a cidade de João Pessoa apresentou uma irradiância média de $447,57 \text{ W/m}^2$.

Para o módulo com inclinação igual à latitude da cidade de João Pessoa ($7,17^\circ$) e orientação para o norte, ou seja 0° de desvio em relação ao norte, a irradiância sobre a superfície do módulo é apresentada na Figura (5.5).

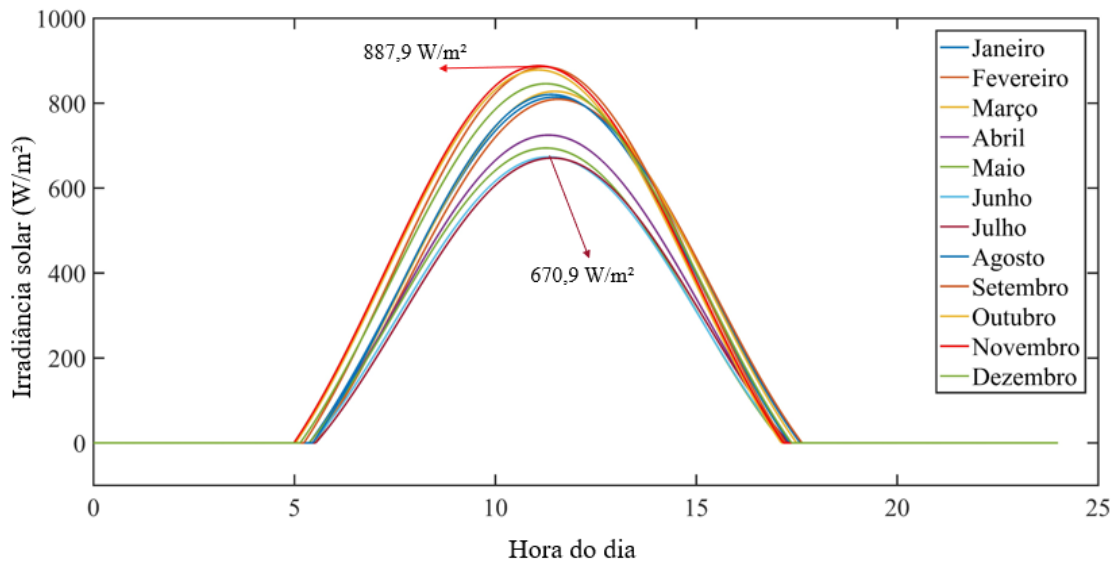


Figura 5.5: Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado $7,17^\circ$ e orientado ao norte.

Foi possível observar na Figura (5.5) que os valores de irradiância variaram ao longo do ano, atingindo valores máximos de $887,9 \text{ W/m}^2$ em novembro e $670,9 \text{ W/m}^2$ em julho, o que corresponde a uma diferença de 32,36% entre esses dois períodos de maior e menor irradiância global como relatado na Tabela (5.3). Quanto à média de irradiância ao longo do ano, considerando do nascer ao pôr do sol, a cidade de João Pessoa com o sistema inclinado em $7,17^\circ$ apresentou uma irradiância média de $447,98 \text{ W/m}^2$.

A terceira análise da irradiância incidindo sobre o módulo fotovoltaico/térmico foi realizada com o sistema em uma inclinação de 30° com sua face superior orientada para o norte. A Figura (5.6) apresenta as curvas de irradiância sobre o módulo ao longo do ano.

Foi constatado na Figura (5.6) um comportamento similar aos apresentados nos resultados anteriores, destacando a irradiância sobre a superfície do módulo máxima em setembro com um valor de $841,1 \text{ W/m}^2$ e mínima em janeiro no valor de $687,4 \text{ W/m}^2$, o que leva a uma diferença de 22%. A irradiância média, entre o nascer e pôr do sol, incidindo sobre a superfície do módulo foi de 417 W/m^2 .

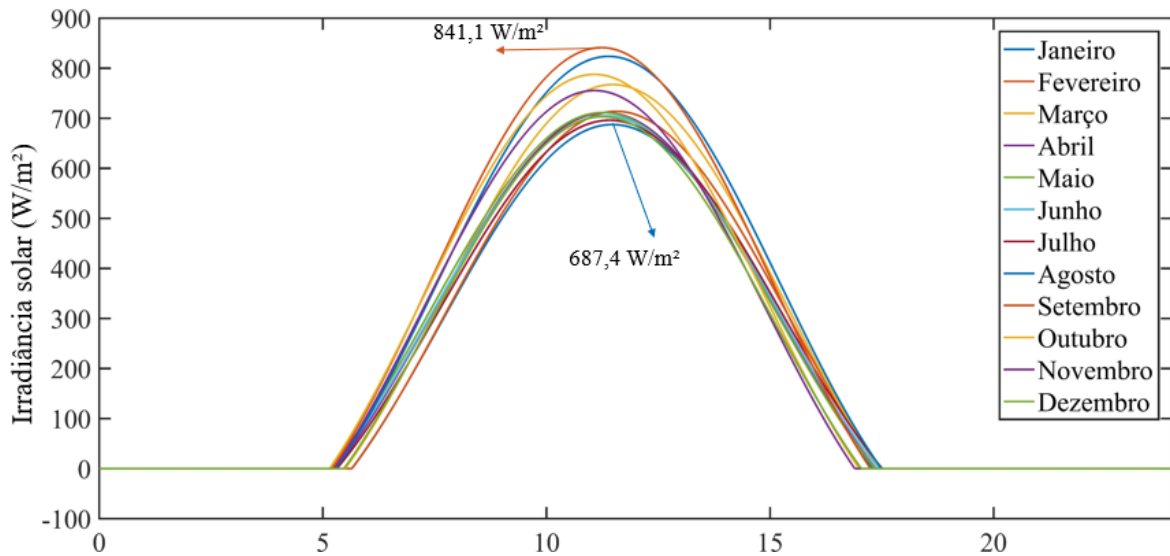


Figura 5.6: Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado 30 ° e orientado ao norte.

A quarta análise foi realizada através da comparação das médias mensais de irradiância ao longo do ano para as três inclinações propostas. As curvas com os valores são apresentadas na Figura (5.7).

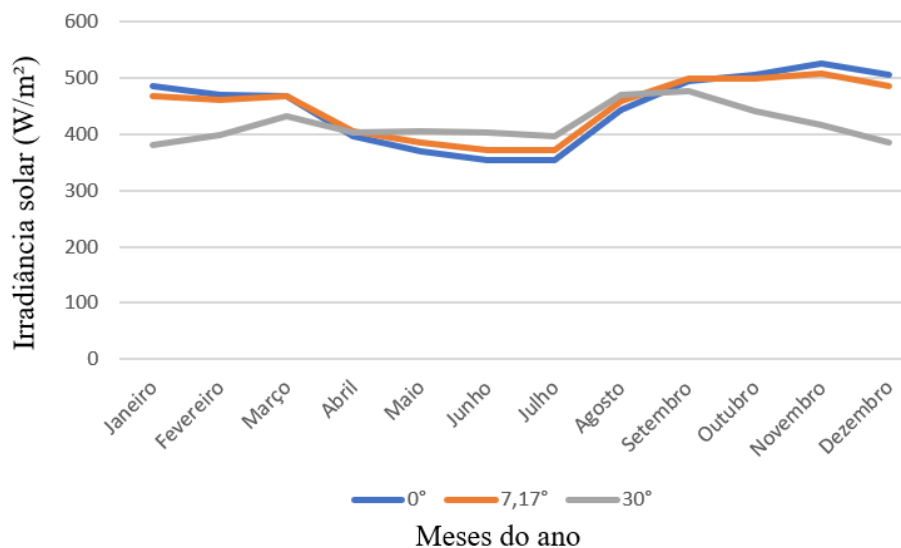


Figura 5.7: Comparação da irradiância ao longo do ano para três inclinações do módulo.

Observando a Figura (5.7) foi possível constatar que o aumento da inclinação do módulo favoreceu a irradiância nos meses de inverno, porém provocou uma redução de incidência sobre a superfície nos meses de verão. Isto ocorreu devido ao trajeto realizado pelo sol ao longo dos diferentes meses do ano. De forma quantitativa, a variação da

inclinação de zero para trinta graus levou a uma redução de 23,75% da irradiância incidida sobre o módulo no mês de dezembro. Por outro lado, no mês de junho houve um ganho de 13,81% devido ao aumento da inclinação do sistema.

Nas análises anteriores o sistema foi orientado para o norte, o que seria a condição ideal de funcionamento quanto à incidência de radiação solar, para sistemas que têm como fonte de energia o sol. Porém nos próximos resultados os sistemas serão orientados para o sul de modo ser possível avaliar o sistema em condições extremas.

Na Figura (5.8) são apresentadas as curvas de irradiância ao longo do dia característico para os meses do ano. Para este estudo foi adotado um sistema fotovoltaico/térmico com uma inclinação igual a $7,17^\circ$ e orientado para o sul.

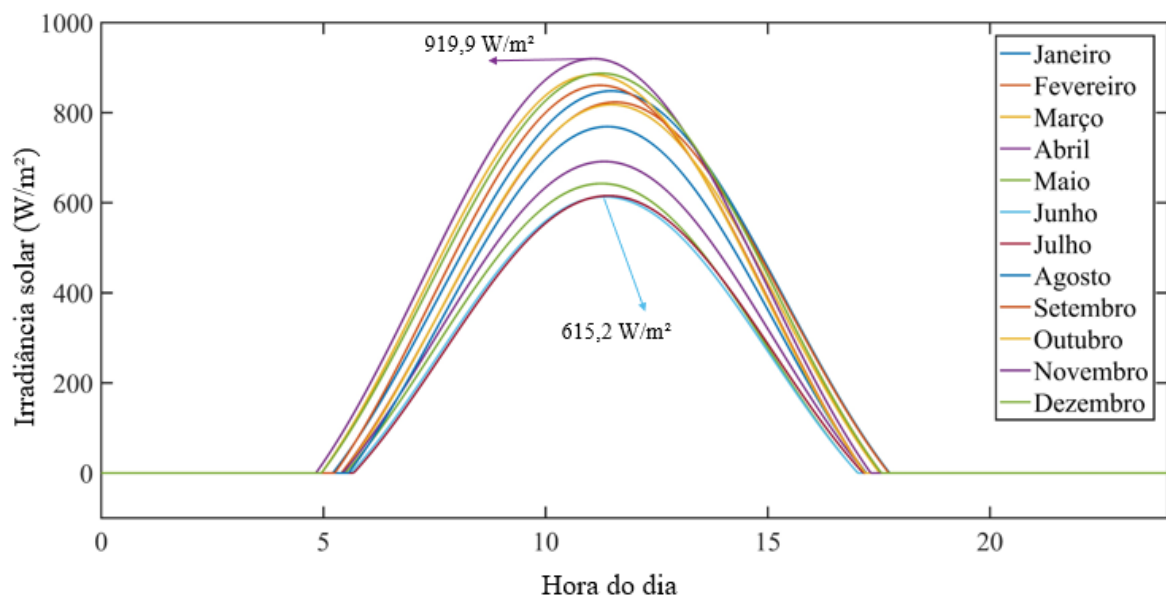


Figura 5.8: Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado $7,17^\circ$ e orientado ao sul.

É possível observar na Figura (5.8) que os valores de irradiância variaram ao longo do ano, atingindo valores máximos de $919,9 \text{ W/m}^2$ em novembro e $615,2 \text{ W/m}^2$ em junho, o que corresponde a uma diferença de 49,52% entre esses dois períodos. Quanto à média de irradiância incidindo sobre a superfície do módulo com inclinação de $7,17^\circ$, um valor de $442,24 \text{ W/m}^2$ foi alcançado, quando considerado o período entre o nascer e pôr do sol.

Comparando os resultados apresentados na Figura (5.8) com os apresentados na Figura (5.5) foi possível observar um ganho na irradiância durante os meses de verão (aumento de 3,6%) para o sistema orientado para o sul, porém para os meses de inverno ocorreu uma perda nesta irradiância incidindo sobre o módulo (redução de 8,3%). Em valores médios anuais a perda devido a orientação chegou a 1,28%.

Quando adotado uma inclinação de 30° e uma orientação da face superior do módulo para o sul, os valores de irradiância apresentados na Figura (5.9) foram obtidos.

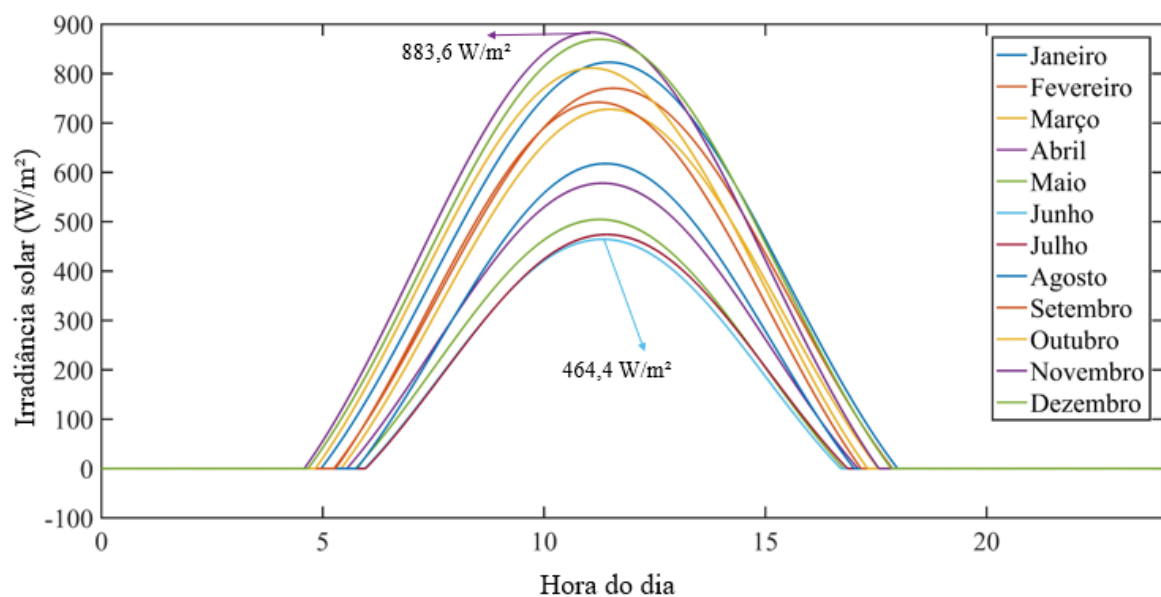


Figura 5.9: Irradiância sobre a superfície do sistema PV/T inclinado 30° e orientado ao sul.

Foi possível observar na Figura (5.9) que a irradiância incidente sobre a superfície do módulo atingiu um valor máximo em novembro de $883,6 \text{ W/m}^2$ e mínima em janeiro de $464,4 \text{ W/m}^2$, o que leva a uma diferença de 90,26%. A irradiância média incidente sobre a superfície do módulo, no período entre o nascer e o pôr do sol, atingiu um valor de $393,92 \text{ W/m}^2$.

Comparando os valores obtidos aqui com aqueles apresentados através da Figura (5.6) foi possível observar um aumento de 5,05% na irradiância incidindo sobre a superfície do módulo no mês de maior irradiância, enquanto foi constatado uma redução de 32% na irradiância incidindo sobre o módulo no mês de menor irradiância.

Quando comparados os resultados, apresentados na Figura (5.8) e na Figura (5.9), os valores médios apresentaram uma redução de 10,92% devido ao aumento da inclinação de 7,17° para 30°.

A Figura (5.10) apresenta as médias mensais ao longo do ano da irradiância incidindo sobre a superfície do módulo para as inclinações de 0°, 7,17° e 30°.

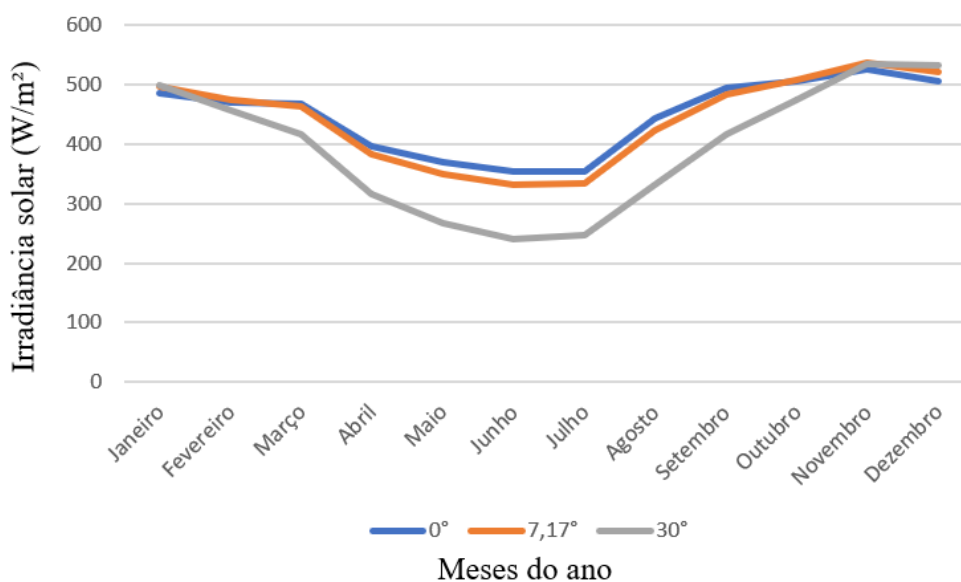


Figura 5.10: Comparação da irradiância ao longo do ano para três inclinações do módulo orientado para o sul.

Pôde-se observar na Figura (5.10) que o aumento da inclinação do módulo fotovoltaico levou a pequenos ganhos na captação de radiação em dezembro no valor de 4,95%. Por outro lado, as perdas foram mais acentuadas, chegando a 32,20% no mês de junho quando foi comparado o módulo na horizontal e o inclinado em 30°. Esses valores quando comparados com aqueles apresentados na Figura (5.7) reforçam a necessidade de posicionar os módulos com o menor desvio em relação ao norte, sempre que possível, principalmente para maiores inclinações do sistema PV/T. Na Tabela (5.5) são apresentados, de forma resumida, os dados de irradiância para cada inclinação e orientação do sistema PV/T.

Tabela 5.5: Dados de irradiância para diferentes inclinações e orientações

	Norte			Sul	
Inclinação	0°	7,17 °	30 °	7,17 °	30 °
Irradiância Máxima (W/m ²)	909,1	887,9	841,1	919,9	883,6
Irradiância Mínima (W/m ²)	646,6	670,9	687,4	615,2	464,4
Média Anual (W/m ²)	447,57	447,98	417	442,24	393,92

5.1.3.2 Potência elétrica produzida

Neste tópico são discutidos os resultados da geração de potência elétrica através do sistema fotovoltaico/térmico quando variado os parâmetros: inclinação do módulo, orientação e fluxo de água de arrefecimento.

A primeira análise foi realizada para o sistema posicionado na horizontal e as condições de entrada apresentadas na Tabela (5.1). A Figura (5.11) apresenta os resultados ao longo de cada mês do ano.

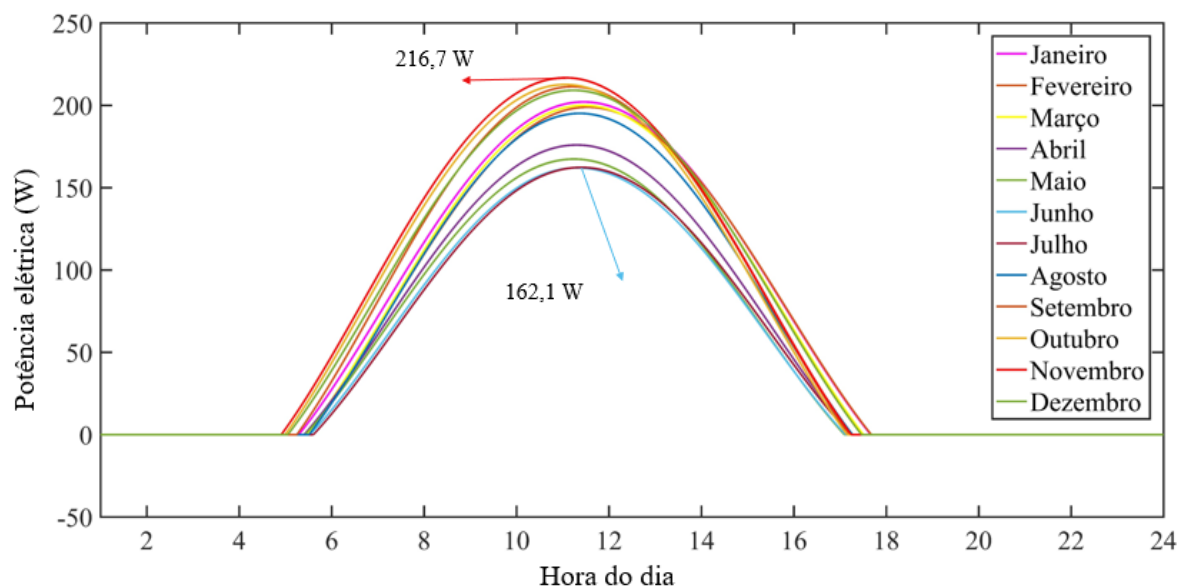


Figura 5.11: Curva de potência elétrica produzida para o sistema na horizontal.

Foi possível observar na Figura (5.11) que a maior produção de potência elétrica ocorreu no mês de novembro, o que vai de acordo com o resultado apresentado na Figura

(5.4), para a irradiância incidente na superfície do módulo na horizontal, onde uma potência elétrica de 216,7W foi alcançada às 11:00 horas. A menor potência elétrica alcançada pelo sistema na horizontal ocorreu no mês de julho no valor de 162,1W às 11:30. Quanto à média anual, o módulo na horizontal atingiu uma potência elétrica de 112,32W, levando em consideração o período entre o nascer e o pôr do sol. Quando considerada as 24h do dia, o sistema apresentou uma média de 58,10W.

Quando o módulo foi inclinado em $7,17^\circ$, com sua face orientada ao norte, as curvas de potência elétrica alcançadas pelo módulo assumiram o comportamento apresentado na Figura (5.12).

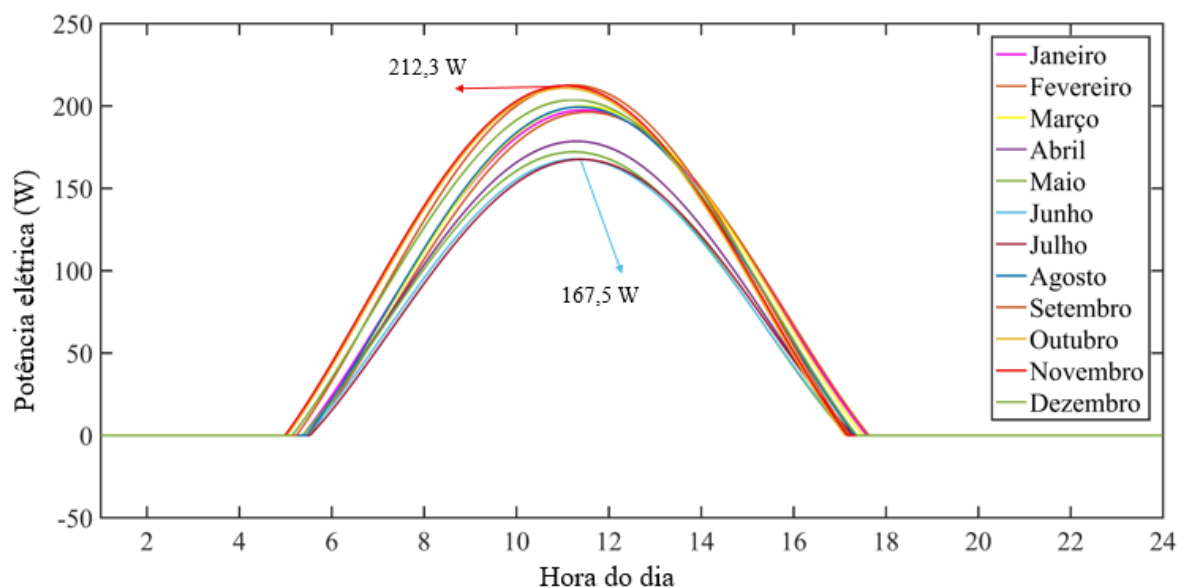


Figura 5.12: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao norte.

Os resultados da Figura (5.12) mostraram que as maiores potências elétricas são alcançadas nos meses de setembro, outubro e novembro, com um valor de 212,3W às 11:00. Por outro lado, as menores potências foram alcançadas nos meses de Junho e Julho no valor de 167,5W às 11:30. Embora os valores máximos de potência elétrica tenham sofrido uma redução de 2,03%, os valores de potência elétrica nos meses de menor produção sofreram um aumento de 3,33% quando comparado com a Figura (5.11). Sendo assim, olhando para a média de potência elétrica anual, considerando o período entre os nascer e pôr do sol, para

o módulo nas características descritas, foi obtido um valor de 112,4W, enquanto para o período de 24h, sistema apresentou uma média de 58,13W.

A próxima análise será realizada para o sistema inclinado em 30°, com orientação para o norte e as condições de entrada da Tabela (5.1). Os resultados para os meses do ano podem ser observados na Figura (5.13).

De acordo com a Figura (5.13) foi possível constatar que o mês com a maior geração de potência elétrica foi setembro, com um valor de 202,7W às 11:15 o que corresponde a uma redução de 6,46% para o caso do módulo na horizontal, enquanto o mês com a menor potência elétrica gerada foi janeiro, com valor de 170W às 11:30, representando um aumento de 4,87% quando comparado com a Figura (5.11). Em valores anuais, o módulo inclinado em 30° apresentou uma potência elétrica média de 105,17W, entre o nascer e o pôr do sol, o que é menor que os dois casos descritos anteriormente. Para o período de 24h, o sistema apresentou uma média de 54,44W.

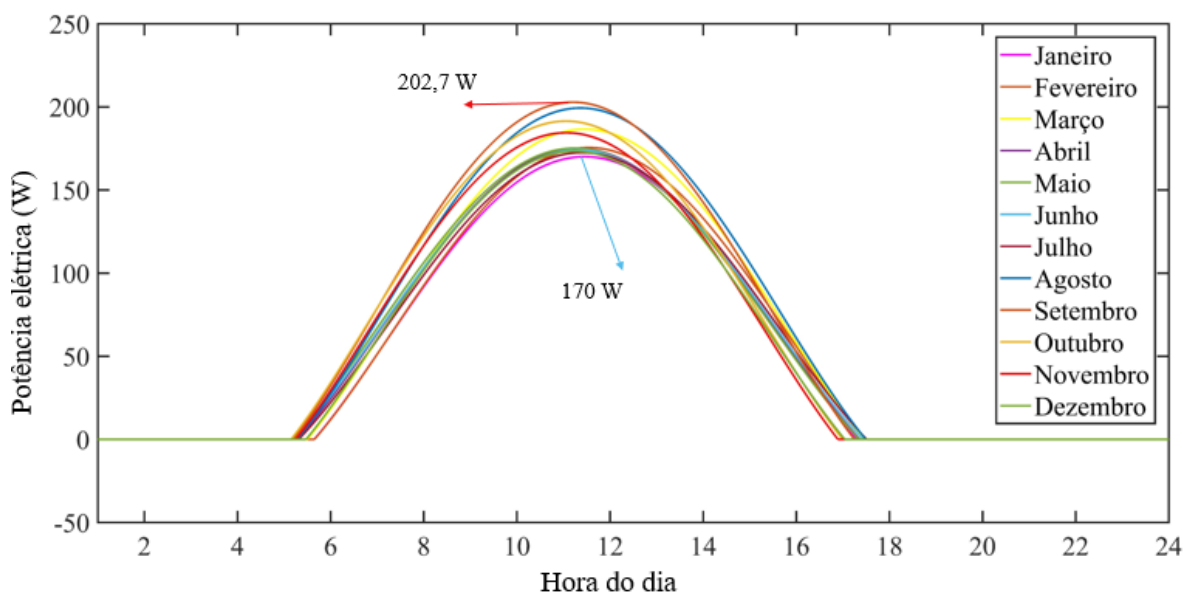


Figura 5.13: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado em 30° e orientado ao norte.

Os resultados apresentados até agora para a geração de potência elétrica foram obtidos com o módulo orientado para o norte. Nos dois casos a seguir foi considerada a orientação do sistema para o sul e o módulo inclinado em 7,17° e 30° respectivamente. Na

Figura (5.14) estão apresentados os resultados para o primeiro estudo, mantido os dados de entrada da Tabela (5.1).

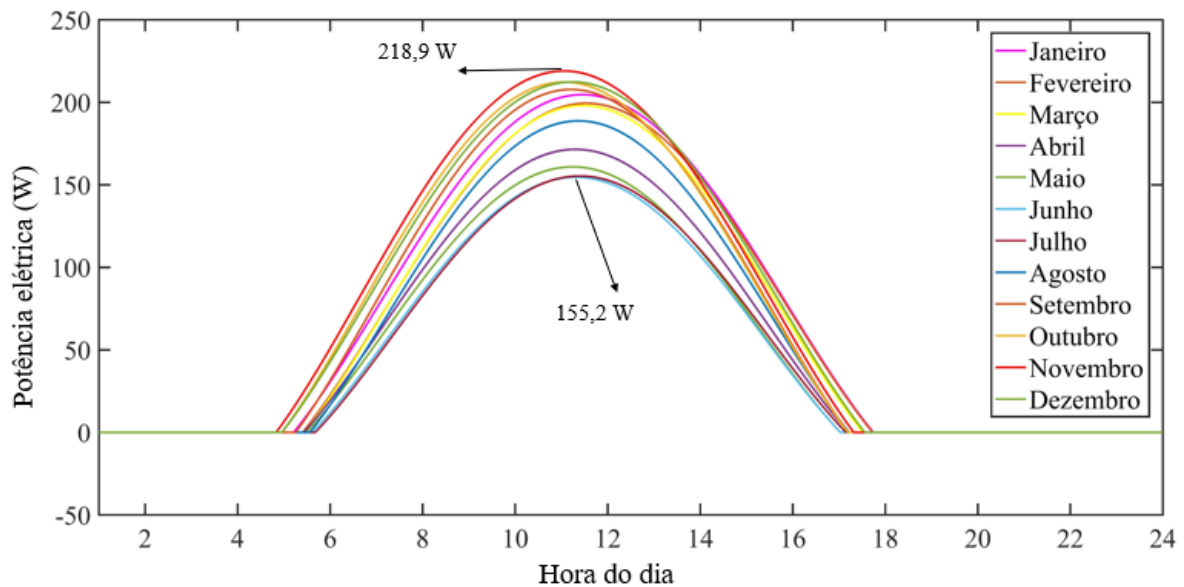


Figura 5.14: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao sul.

Foi possível observar na Figura (5.14) que o mês de maior geração de potência elétrica foi o mês de fevereiro, com um valor de 218,9W por volta das 11:05, o que corresponde a um aumento de 3,10% quando comparado com o módulo na mesma inclinação, mas orientado ao norte (Figura 5.12). Por outro lado, os meses que apresentaram a menor geração de potência elétrica foram junho e julho, com um valor de 155,2W por volta das 11:25, o que corresponde a uma redução de 7,34% quando comparado ao sistema orientado ao norte e com mesma inclinação (Figura 5.12).

Quando levantada a média anual de geração de potência elétrica para o sistema orientado ao sul e inclinação de $7,17^\circ$, pôde-se chegar a um valor de 111,10W, entre os nascer e o pôr do sol, o que representa uma redução de 1,15% quando comparada com o mesmo sistema orientado ao norte, o que leva a uma preferência de orientação ao norte quando se tratando de potência elétrica gerada. Quando calculado a média nas 24h, o valor alcançado foi de 57,47W.

A próxima análise é realizada para o sistema é inclinado em 30° , orientado ao sul e mantida as condições de entrada. Os resultados para todos os meses são apresentados na Figura (5.15).

Para as condições descritas acima, o mês que apresentou a maior geração de potência elétrica foi novembro, com um valor de 211,4W às 11:00, o que representa um aumento de 4,29% em relação ao mesmo sistema orientado ao norte e uma redução de 3,42% em relação ao sistema orientado em $7,17^\circ$ ao sul. Enquanto isto, o mês de menor geração foi junho com um valor de 120,7W às 11:20, o que representa uma redução de 29% em relação ao mesmo sistema orientado ao norte (Figura 5.13) e uma redução de 22,22% quando comparado com o sistema a $7,17^\circ$ e orientado ao sul (Figura 5.14).

Quanto à média anual, o sistema com estas características apresentou um valor de 99,95W, entre o nascer e o pôr do sol, o que representa uma redução de 4,96% quando comparado com o sistema orientado ao norte e apresenta uma redução de 10,03% quando comparado com o sistema inclinado em $7,17^\circ$ e orientado ao sul. Considerando as 24h, o sistema apresenta uma média de 51,75W.

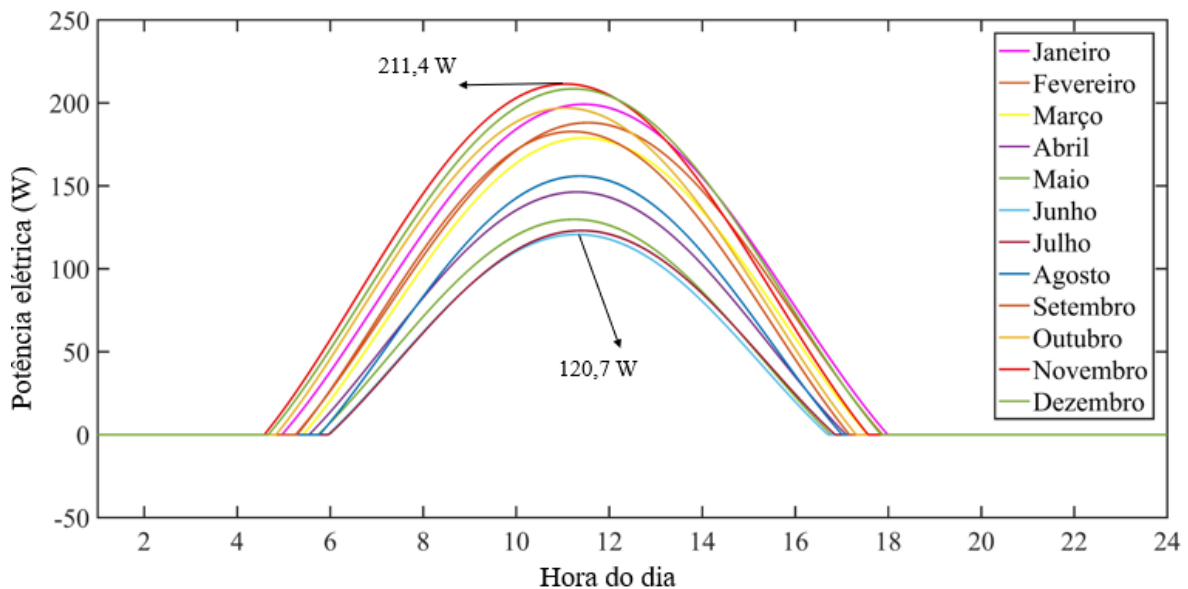


Figura 5.15: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao sul.

Nos resultados a seguir foi avaliado o desempenho do sistema quando variado o fluxo de água no interior do coletor. As análises foram realizadas para uma vazão mássica de água no interior do equipamento 50% superior ao caso descrito na Tabela (5.1) para as orientações e inclinações analisadas anteriormente.

Na Figura (5.16) são apresentadas as curvas correspondentes aos meses do ano para o caso de um módulo na horizontal, porém com uma vazão mássica de água igual a 0,0075kg/s, o que é 50% maior que a vazão apresentada na Figura (5.11).

Os resultados mostraram que o mês de novembro continua sendo o mês de maior geração de potência elétrica, quando comparado com a Figura (5.11), e o valor gerado atingiu 223W, um aumento de 2,9%. Os meses de menor geração também continuam sendo junho e julho, porém com uma geração de 165W, o que corresponde a um aumento de 1,78%. Quando observado a média anual, obtém-se para este caso um valor de 114,38W, entre o nascer e o pôr do sol, o que corresponde a um ganho de 1,83% quando comparado com o mesmo caso na Figura (5.11). Considerando o período de 24h, a média alcançou 59,17W.

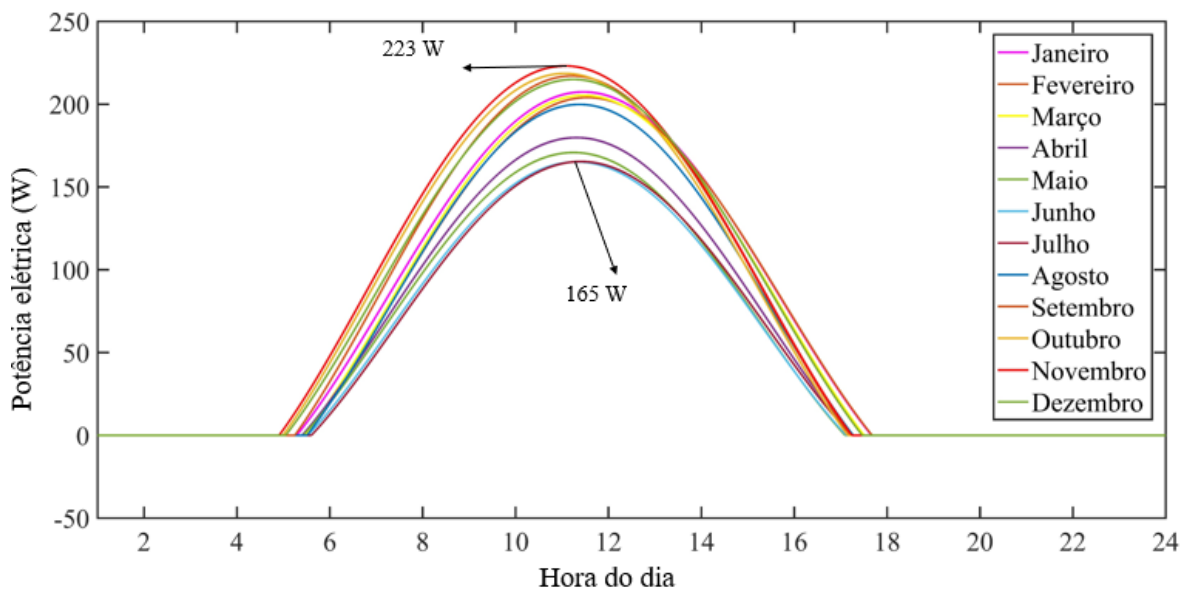


Figura 5.16: Curva de potência elétrica produzida para o sistema na horizontal e com vazão de 0,0075kg/s.

Analisando agora o sistema na inclinação correspondente à latitude do local ($7,17^\circ$), orientado ao norte e com uma vazão mássica de $0,0075\text{kg/s}$, obtém-se os resultados apresentados na Figura (5.17).

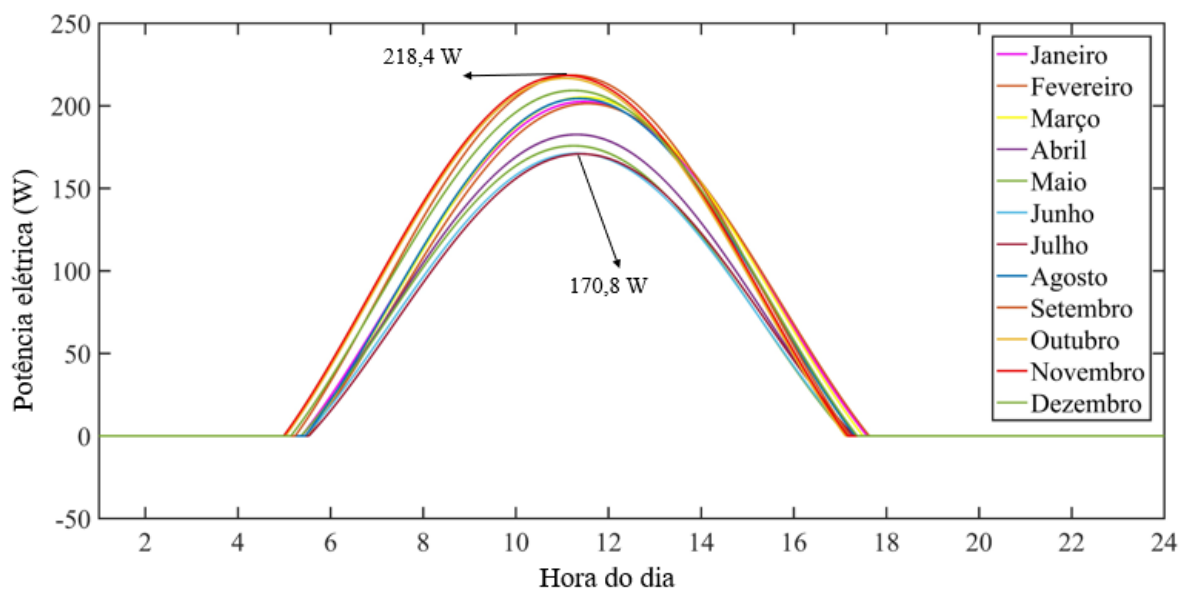


Figura 5.17: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a $7,17^\circ$ e orientado ao norte e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$.

Observando os resultados da Figura (5.17), os meses que apresentaram a maior geração de potência elétrica foram setembro, outubro e novembro com um valor máximo de $218,4\text{W}$ às 11:00, correspondendo a um aumento de $2,87\%$ quando comparado com os resultados da Figura (5.12), enquanto para os meses de menor geração, junho e julho, o valor alcançado foi de $170,8\text{W}$ às 11:25, correspondendo a $1,97\%$ de aumento. Quanto à média anual, calculada entre o nascer e o pôr do sol, este sistema obteve um valor de $114,46\text{W}$, $1,83\%$ maior que o resultado apresentado na Figura (5.12), para a mesma inclinação e orientação. Durante as 24h, a potência elétrica média foi de $59,21\text{W}$.

Na Figura (5.18) são apresentados os resultados para o sistema quando elevada a inclinação para 30° , com a vazão mássica de $0,0075\text{kg/s}$ e a orientação ao norte, sendo os demais parâmetros mantidos iguais aos apresentados na Tabela (5.1).

Os resultados obtidos e apresentados na Figura (5.18) mostraram que o mês de maior e menor geração de potência elétrica continuam sendo setembro e janeiro

respectivamente, porém a maior geração foi de 208,2W às 11:15, correspondendo a um aumento de 2,71%, enquanto a menor foi de 173,7W às 11:30, um aumento de 2,17% quando comparado ao resultado apresentado na Figura (5.13). Analisando a potência elétrica média ao longo do ano, entre os nascer e o pôr do sol, o valor obtido para esta análise foi de 107W, representando um aumento de 1,74%. Quando levantada para 24h, a média da potência elétrica foi de 55,38W.

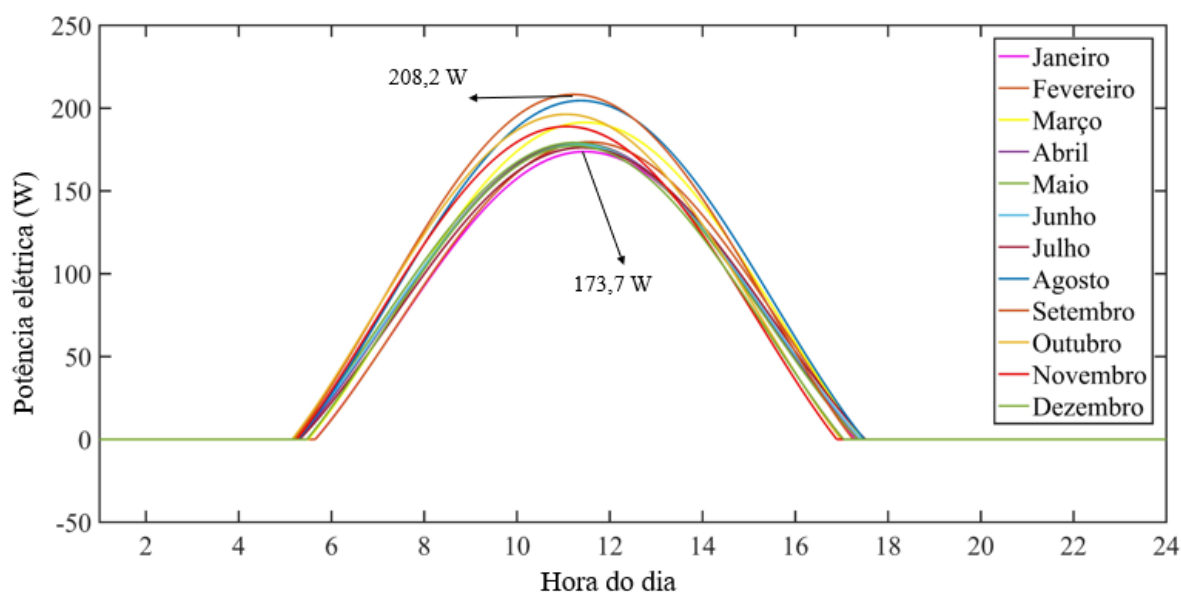


Figura 5.18: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao norte e com vazão de 00075kg/s.

Foram realizadas as análises para o sistema orientado ao norte, nos próximos resultados serão tratados os sistemas inclinados em 7,17° e a 30° orientados ao sul. São mantidos a vazão mássica de 0,0075kg/s e os parâmetros da Tabela (5.1).

Iniciando a análise com o sistema orientado ao sul e com a inclinação de 7.17° (latitude de João Pessoa), os resultados obtidos são apresentados na Figura (5.19).

Os resultados mostraram que os meses de maior e menor geração de potência elétrica continuam sendo novembro e junho respectivamente com uma geração de 225,4W e 158W o que corresponde respectivamente a um aumento de 2,97% e 1,80% em comparação com os resultados apresentados na Figura (5.14). Quanto à média anual, o valor alcançado foi de 113,13W, levando em consideração o período de radiação solar, um aumento de 1,82%

quando comparado ao resultado apresentado na Figura (5.14). Ao longo do dia, o valor médio foi de 58,52W.

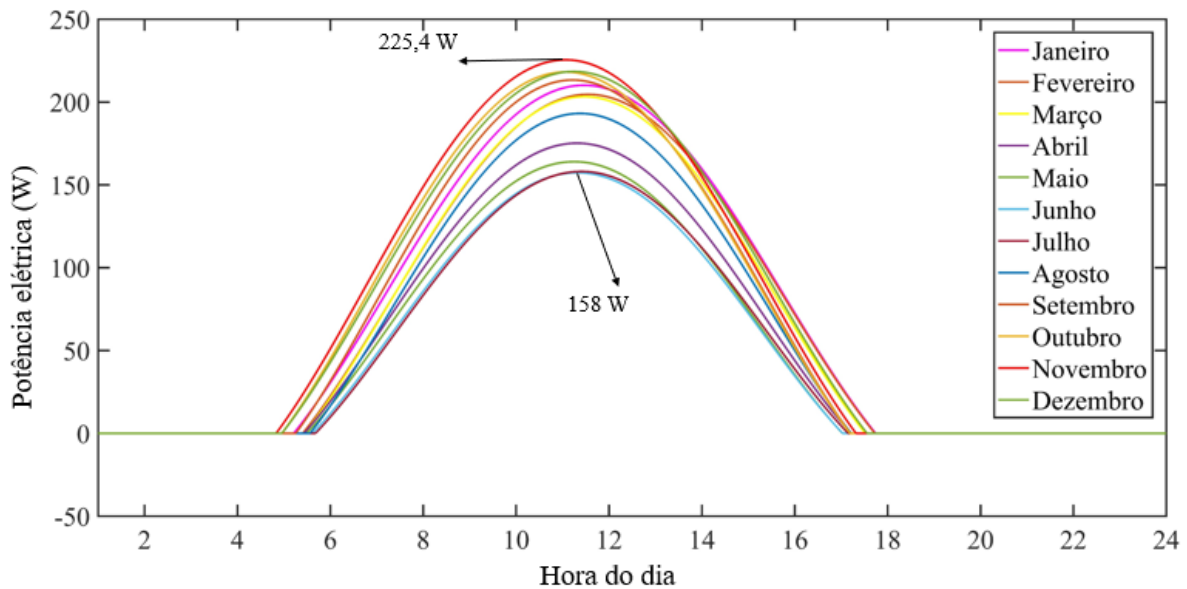


Figura 5.19: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 7,17° e orientado ao sul e com vazão de 0,0075 kg/s.

Na Figura (5.20) são apresentados os resultados quando utilizada uma inclinação de 30°, com orientação ao sul e vazão mássica de 0,0075 kg/s.

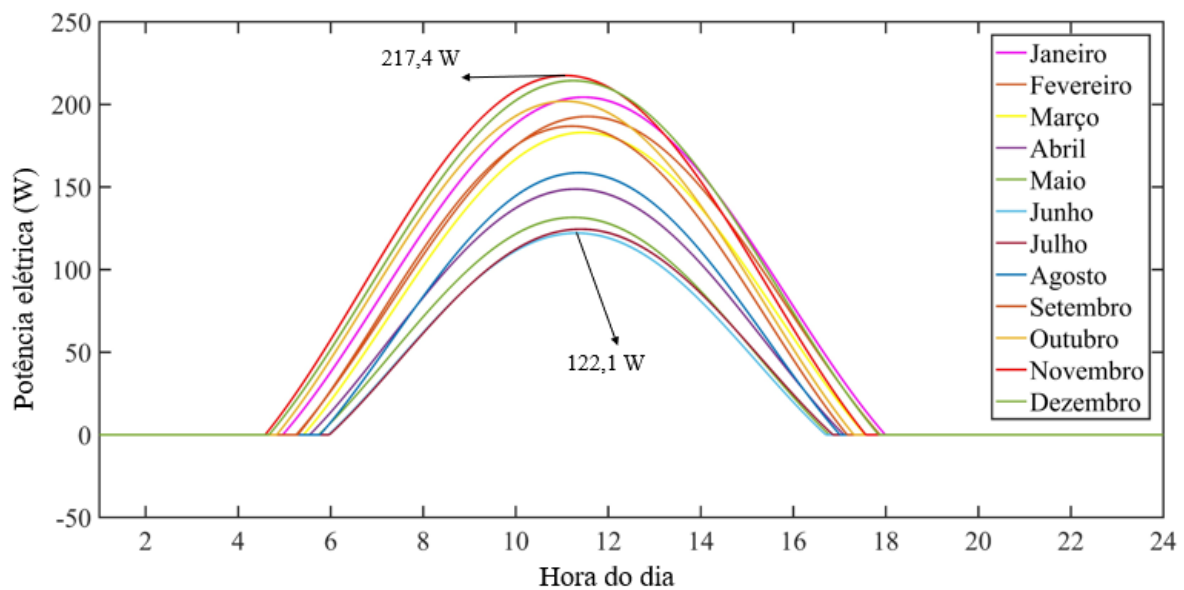


Figura 5.20: Curva de potência elétrica produzida para o sistema inclinado a 30° e orientado ao sul e com vazão de 0,0075 kg/s.

Para este estudo, os meses de maior e menor geração de potência elétrica foram novembro e julho respectivamente, atingindo valores de 217,4W e 122,1W, o que corresponde, para a maior potência elétrica um ganho de 2,83%, enquanto para a menor potência elétrica há um ganho de 1,15%. Para a média anual, considerando o nascer e pôr do sol, foi obtido um valor de 101,57W, um aumento de 1,62% quando comparado com a Figura (5.15). Considerando o período de 24h, a média de geração de potência elétrica foi de 52,59W.

Os resultados mostraram que o aumento da vazão mássica do fluido (aumento de 50%) levou a um pequeno aumento da potência elétrica gerada pelo sistema para as duas orientações e suas inclinações. Também foi possível observar que os sistemas orientados ao norte, independente da vazão mássica, apresentaram os melhores resultados. Na Tabela (5.6) é possível observar a potência elétrica produzida em cada mês do ano e a média anual.

Tabela 5.6: Valor médio da potência elétrica, considerando o período entre nascer e pôr do sol.

	Potência Elétrica (W)									
	Norte						Sul			
	7,17°		30°		0°		30°		7,17°	
Vazão	0,005	0,0075	0,005	0,0075	0,005	0,0075	0,005	0,0075	0,005	0,0075
Jan	116,8	119,02	96,59	98,09	120,9	123,25	124,56	126,98	123,79	126,24
Fev	115,3	117,54	100,73	102,42	117,66	119,91	114,50	116,57	118,79	121,07
Mar	116,6	118,94	108,25	110,28	116,86	119,16	105,34	107,13	115,91	118,17
Abr	102,6	104,34	101,92	103,65	100,68	102,31	82,09	83,09	97,71	99,24
Mai	98,0	99,55	102,48	104,21	94,45	95,86	69,88	70,53	89,91	91,17
Jun	95,1	96,50	102,02	103,69	90,77	92,02	63,47	63,95	85,49	86,58
Jul	95,0	96,43	100,86	102,44	91,13	92,35	65,37	65,87	86,24	87,31
Ago	114,8	116,91	117,35	119,61	111,45	113,42	85,67	86,71	106,94	108,74
Set	123,8	126,35	118,50	120,83	122,9	125,35	105,67	107,38	120,69	123,04
Out	123,8	126,36	110,38	112,40	125,54	128,11	118,93	121,15	125,97	128,54
Nov	125,7	128,37	104,97	106,81	129,76	132,56	132,14	134,94	132,50	135,39
Dez	120,8	123,27	98,03	99,60	125,71	128,30	131,79	134,55	129,29	132,02
Média	112,4	114,46	105,17	107,00	112,32	114,38	99,95	101,57	111,10	113,13

5.1.3.3 Potência térmica absorvida pela água

Neste tópico são abordados os resultados quanto a absorção de potência térmica pela água quando variado o parâmetro de inclinação, orientação e fluxo de água no módulo fotovoltaico/térmico. A primeira análise foi realizada para o módulo na posição horizontal e as condições de entrada apresentadas na Tabela (5.1). Os resultados são apresentados na Figura (5.21).

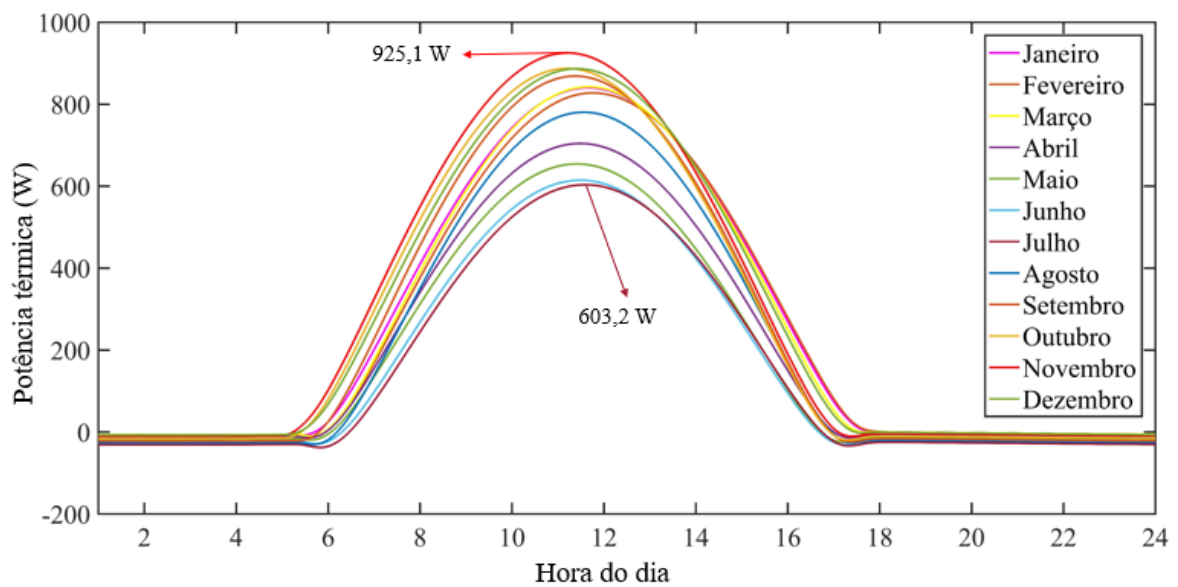


Figura 5.21: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema PV/T na horizontal e com vazão de 0,005kg/s.

A Figura (5.21) apresenta a potência térmica absorvida pela água ao longo de todos os meses do ano. Foi possível observar valores mais elevados no mês de novembro, alcançando 925,1W próximo às 11:00 horas, o que corresponde ao ponto de maior irradiância solar sobre a superfície do módulo. Por outro lado, a menor potência térmica absorvida ocorreu no mês de julho com um valor de 603,2W por volta das 11:25, o que corresponde ao mês de menor irradiância solar. Quando calculada a média anual, considerando o período em que ocorre irradiância solar sobre a superfície do sistema PV/T, um valor de 425,91W foi alcançado.

A segunda análise foi realizada com o módulo inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com os parâmetros de entrada da Tabela (5.1). Os resultados obtidos para estas condições estão apresentados na Figura (5.22).

Os resultados apresentados na Figura (5.22) mostram que o mês de maior absorção foi novembro, mas agora com um valor de 905,8W, o que representa uma redução de 2,08% em relação a Figura (5.21). O mês de menor absorção continuou julho, porém com um valor de 634W, um ganho de 5,1%. A potência térmica anual média absorvida pela água foi de 429,67W, um aumento de 0,88%.

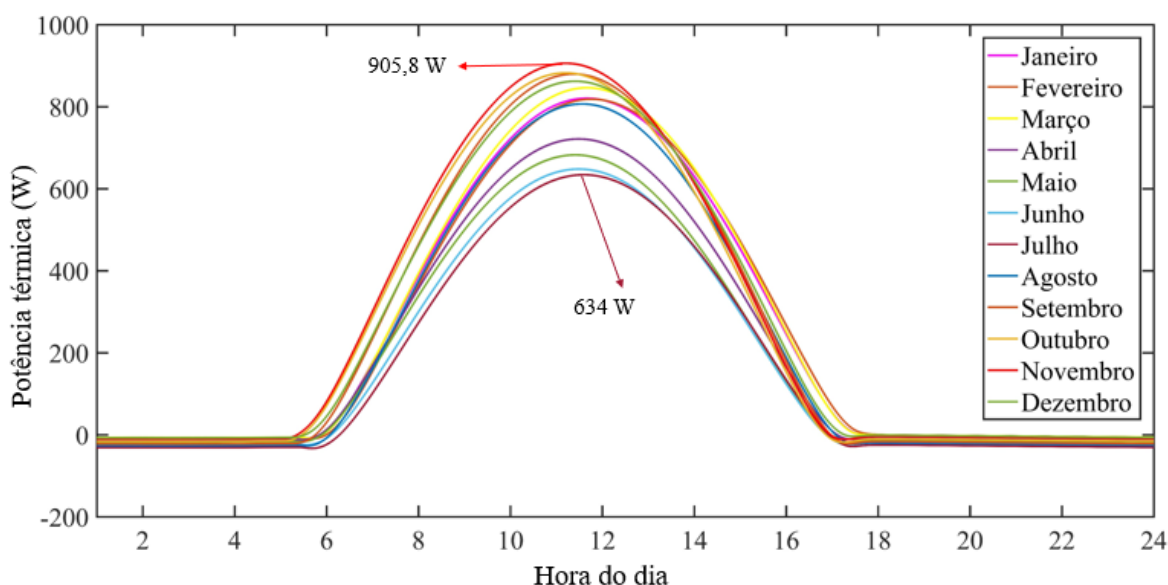


Figura 5.22: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com vazão de 0,005kg/s.

A terceira análise foi realizada com o módulo a 30° de inclinação e orientado ao norte, com as condições da Tabela (5.1). Os resultados são apresentados na Figura (5.23).

Os resultados da Figura (5.23) apresentaram uma maior uniformidade do calor absorvido pela água ao longo do ano. O valor mais expressivo aconteceu em setembro e é igual a 855,3W, enquanto o menor ocorreu em julho com valor de 684,2W, que correspondeu respectivamente a uma redução de 5,55% e a um aumento de 7,91% em relação aos resultados apresentados na Figura (5.22). A média anual atingiu um valor de 405,77W, redução de 5,56% em relação ao caso anterior.

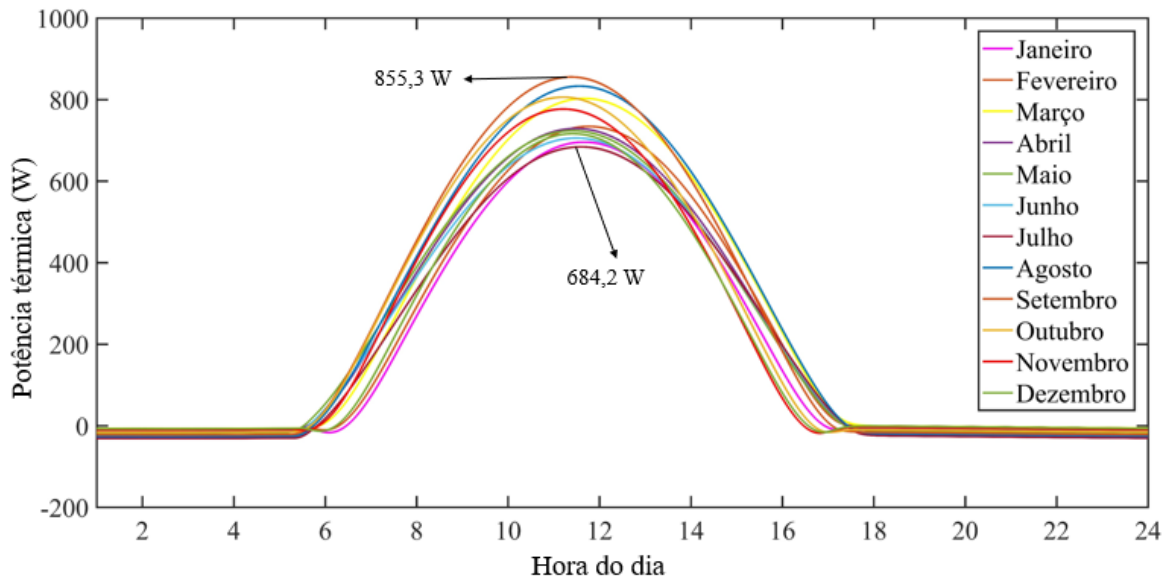


Figura 5.23: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 30° , orientado ao norte e com vazão de $0,005 \text{ kg/s}$.

Tendo realizado a análise para os sistemas orientados ao norte, pode-se constatar um aumento na potência térmica absorvida pela água do sistema fotovoltaico térmico quando elevado o ângulo de inclinação do sistema de 0° até $7,17^\circ$, com uma redução quando elevado até 30° . As próximas análises são realizadas com o sistema orientado ao sul e para as inclinações de $7,17^\circ$ e 30° respectivamente.

Os resultados para a inclinação de $7,17^\circ$, orientação sul e dados de entrada da Tabela (5.1) são apresentados na Figura (5.24).

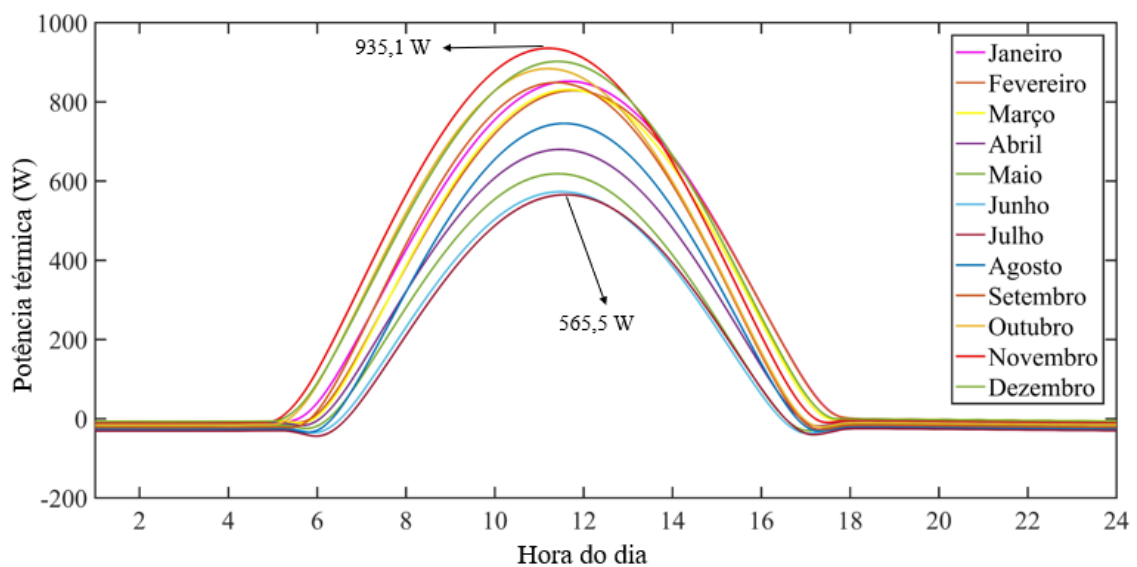


Figura 5.24: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao sul e com vazão de $0,005 \text{ kg/s}$.

Os resultados apresentados na Figura (5.24) mostraram que o mês de novembro apresentou a maior absorção de potência térmica pelo sistema, com um valor de 935,1W, enquanto o mês de julho apresentou o menor, com valor de 565,5W, representando respectivamente um aumento de 3,2% e uma redução de 10,80% quando comparado com os resultados apresentados na Figura (5.22). Estes valores resultaram em uma média anual, considerando as horas em que ocorrem irradiância, de 417,13W, uma redução de 2,91%.

A segunda análise, quando a inclinação do sistema é de 30°, tem seus resultados apresentados na Figura (5.25).

O resultado apresentado na Figura (5.25) mostrou que a maior potência térmica absorvida ocorreu no mês de novembro, com um valor de 904,2W, levando a uma redução de 3,30% em relação ao caso apresentado na Figura (5.24). Para os meses de menor irradiância sobre o sistema (junho e julho), a potência térmica absorvida pela água alcançou um valor de 374,2W, uma redução de 33,82%. A média anual, calculada no período entre o nascer e o pôr do sol, atingiu um valor de 351,97W, uma redução de 15,62%.

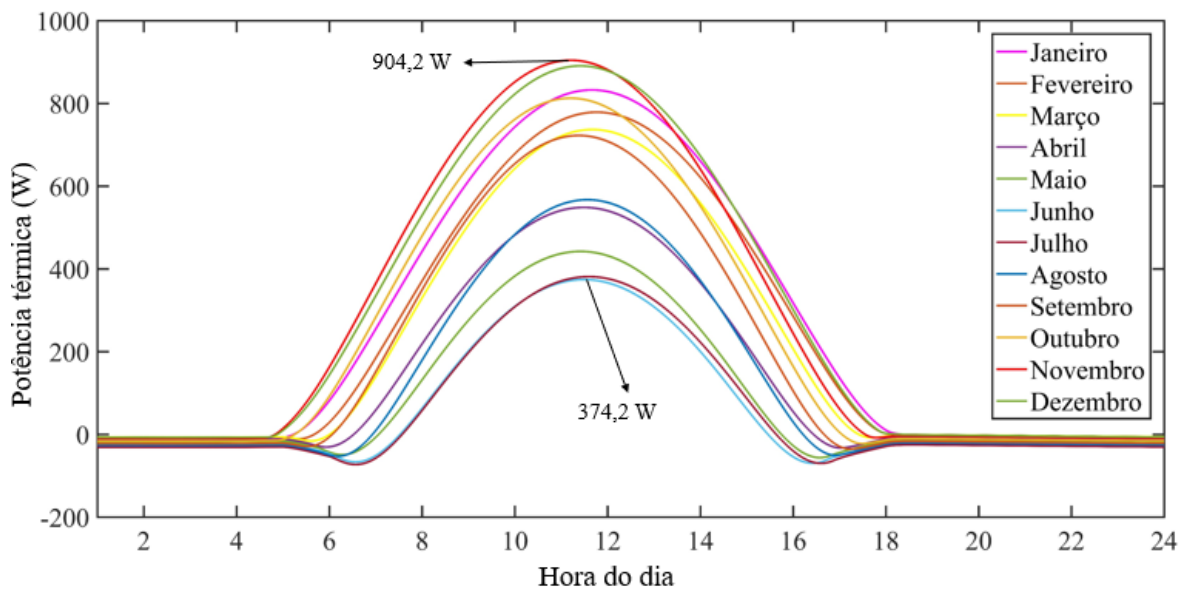


Figura 5.25: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema inclinado em 30°, orientado ao sul e com vazão de 0,005kg/s.

Nos próximos resultados são avaliados a influência da elevação da vazão mássica de água para 0,0075kg/s. O primeiro resultado avaliado é para o sistema na horizontal e os resultados são apresentados na Figura (5.26).

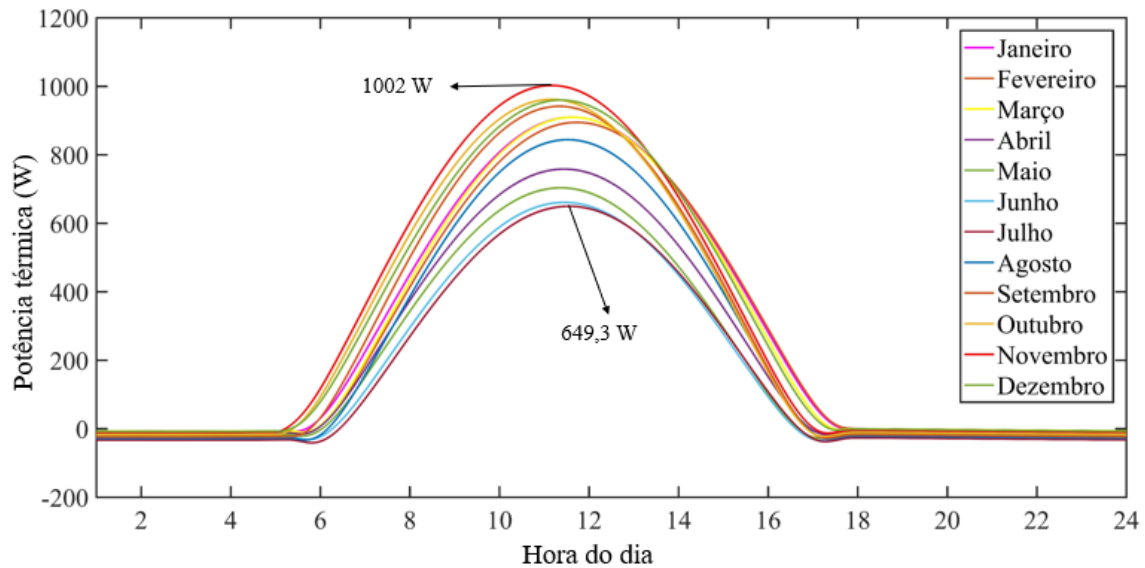


Figura 5.26: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema na horizontal e com vazão de 0,0075kg/s.

Pode-se observar na Figura (5.26) que o mês de novembro apresentou a maior absorção de potência térmica, com um valor de 1002W, enquanto o mês de julho apresentou a menor absorção, com um valor de 649,3W, estes valores correspondem respectivamente, quando comparado com os resultados da Figura (5.21), a um aumento de 8,31% e de 7,64%. A média anual para esta condição foi de 459,38W, um aumento de 7,85%.

A segunda análise foi realizada com o sistema PV/T orientado ao norte e com uma inclinação de 7,17°. Os resultados ao longo do ano são apresentados na Figura (5.27).

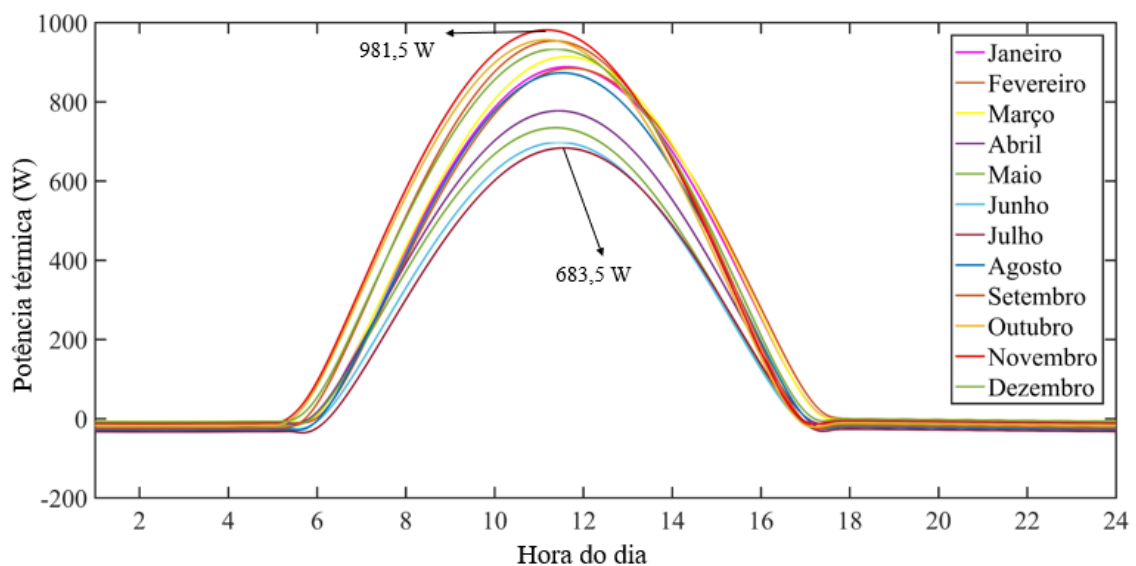


Figura 5.27: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s.

Os resultados apresentados na Figura (5.27) mostraram que o mês de novembro continuou sendo o de maior absorção de potência térmica na água com um valor de 981,5W, um aumento de 8,35% em relação ao resultado apresentado na Figura (5.22) para a mesma inclinação e orientação. O mês de menor absorção de energia continuou sendo julho com um valor de 683,5W, o que equivale a um aumento de 7,80%. O sistema apresentou uma média anual no valor de 463,52W, uma elevação de 7,87%.

A terceira análise foi realizada com o sistema inclinado em 30° e orientado para o norte, a vazão de água para a análise permaneceu igual a 0,0075kg/s. O resultado deste estudo pode ser visto na Figura (5.28).

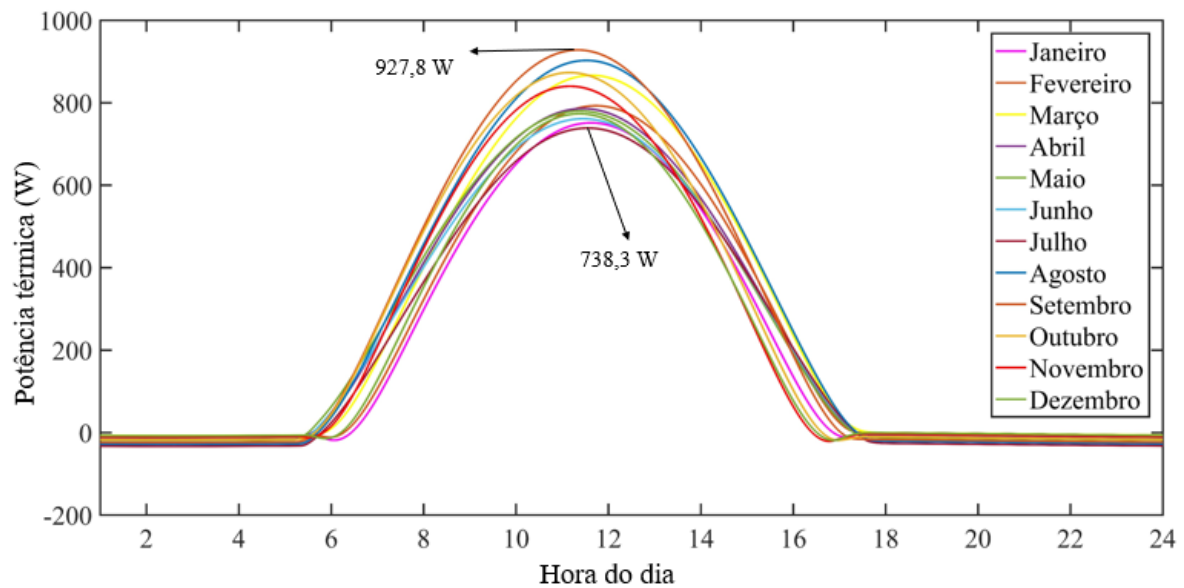


Figura 5.28: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 30°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s.

De acordo com o resultado apresentado na Figura (5.28), o mês que apresentou a maior absorção de energia foi setembro, com um valor de 927,8W, enquanto o mês de menor absorção de potência térmica foi julho, como 738,3W, o que representou um aumento de 8,47% e 7,9% respectivamente, quando comparado com a Figura (5.23). Quanto a média anual o valor obtido foi de 437,48W, aumento de 7,81% em relação ao resultado apresentado na Figura (5.23).

O último resultado analisado foi para uma inclinação de $7,17^\circ$ com a orientação ao sul e uma vazão mássica de $0,0075\text{kg/s}$, este resultado é apresentado na Figura (5.29). A absorção de calor máxima ocorreu no mês de novembro a um valor de 1013W , o que é $8,33\%$ superior ao obtido no resultado da Figura (5.24), enquanto o mês de menor absorção de potência térmica apresentou um valor de $607,8\text{W}$, um aumento de $7,48\%$. A média anual mostrou um valor de $449,73\text{W}$, um aumento de $7,81\%$ para a mesma orientação e inclinação.

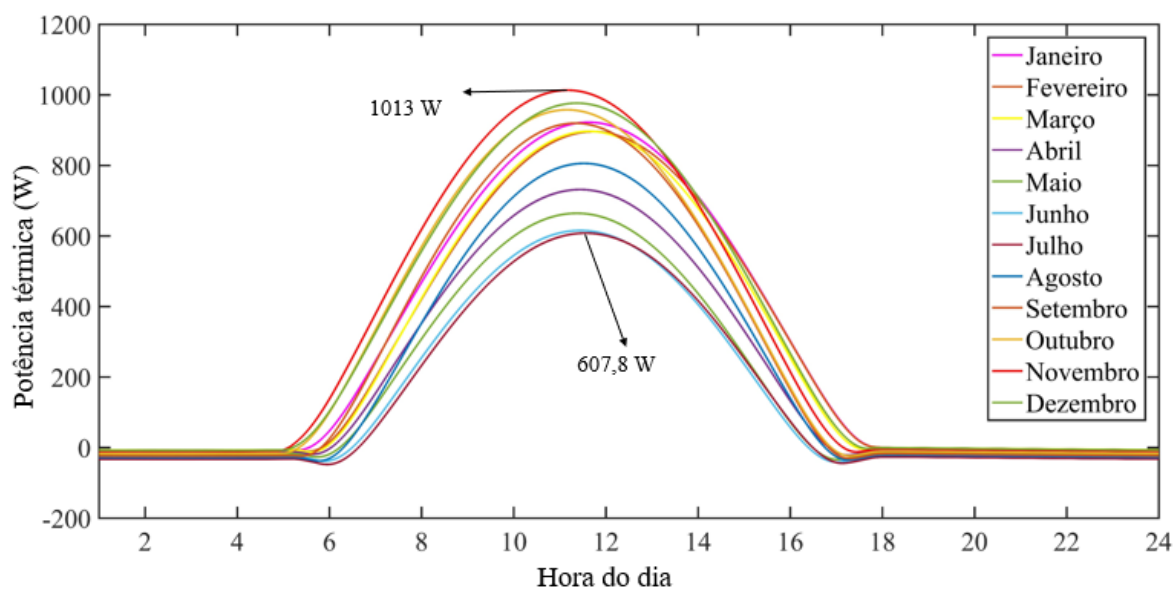


Figura 5.29: Curva da potência térmica absorvida pela água para o sistema com inclinação de 7.17° , orientado ao sul e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$.

Na Tabela (5.7) é apresentada, de maneira resumida, a potência térmica média absorvida pela água para as diferentes inclinações e orientações ao longo dos meses do ano, considerando o período entre o nascer e pôr do sol.

Tabela 5.7: Valor médio da potência térmica, considerando o período entre nascer e pôr do sol.

	Potência Térmica (W)								
	Norte						Sul		
	$7,17^\circ$		30°		0°		30°	$7,17^\circ$	
Vazão	0,005	0,0075	0,005	0,0075	0,005	0,0075	0,005	0,005	0,0075
Jan	453,94	490,25	351,52	378,70	473,69	511,72	497,30	488,16	527,37

Continuação da Tabela 5.7

Fev	452,64	488,41	386,46	416,30	462,12	498,68	447,24	466,77	503,61
Mar	465,84	501,97	437,64	471,22	463,66	499,53	398,63	456,60	491,70
Abr	389,28	418,64	405,01	435,77	374,94	402,99	263,78	356,30	382,62
Mai	361,20	388,15	405,21	436,01	337,63	362,48	183,56	309,47	331,82
Jun	337,34	362,69	394,55	424,94	309,49	332,36	136,21	276,95	296,96
Jul	327,75	352,71	378,66	408,15	302,28	324,94	141,16	272,35	292,32
Ago	429,37	463,78	463,32	500,87	407,40	439,75	254,20	380,26	410,06
Set	476,60	515,71	466,66	504,90	467,92	506,17	370,63	453,98	490,81
Out	483,89	523,28	426,28	460,44	489,91	529,78	455,34	490,66	530,47
Nov	500,75	541,18	396,29	427,32	520,21	562,34	536,57	533,88	577,12
Dez	477,43	515,46	357,70	385,15	501,69	541,84	539,01	520,22	561,92
Média	429,67	463,52	405,77	437,48	425,91	459,38	351,97	417,13	449,73

Ao analisar a Tabela (5.6) e a Tabela (5.7) observa-se que o sistema orientado ao norte e com uma inclinação de $7,17^\circ$ apresentou o melhor desempenho entre os casos estudados para a geração de potência elétrica e a absorção de potência térmica pela água. Em seguida está o sistema na horizontal e o inclinado em $7,17^\circ$ e orientado ao sul. Como um sistema sem inclinação é mais sujeito ao acúmulo de sujeira, o que contribuiria para uma redução de sua performance, nos próximos pontos serão analisados os sistemas com a inclinação de $7,17^\circ$, inclinado ao norte e em seguida ao sul.

5.1.3.4 Eficiência elétrica e térmica

Tendo analisado os resultados para a geração de potência elétrica e térmica, neste tópico são apresentados os resultados para as eficiências quando variado a inclinação, orientação e fluxo de água.

Na primeira análise, o sistema é inclinado em $7,17^\circ$, enquanto os demais valores são mantidos iguais aos apresentados na Tabela (5.1). Os resultados para este estudo são apresentados na Figura (5.30) e Figura (5.31) para a eficiência térmica e elétrica respectivamente.

Através da Figura (5.30) foi possível observar que as melhores eficiências térmicas ocorreram nos meses de fevereiro e março, atingindo o valor máximo de 0,54 em março, enquanto a menor eficiência ocorreu em julho, atingindo seu máximo de 0,48. Os valores máximos e mínimos podem ser justificados devido as condições climáticas da cidade de João Pessoa (velocidade do vento e temperatura), apresentadas na Tabela (5.3).

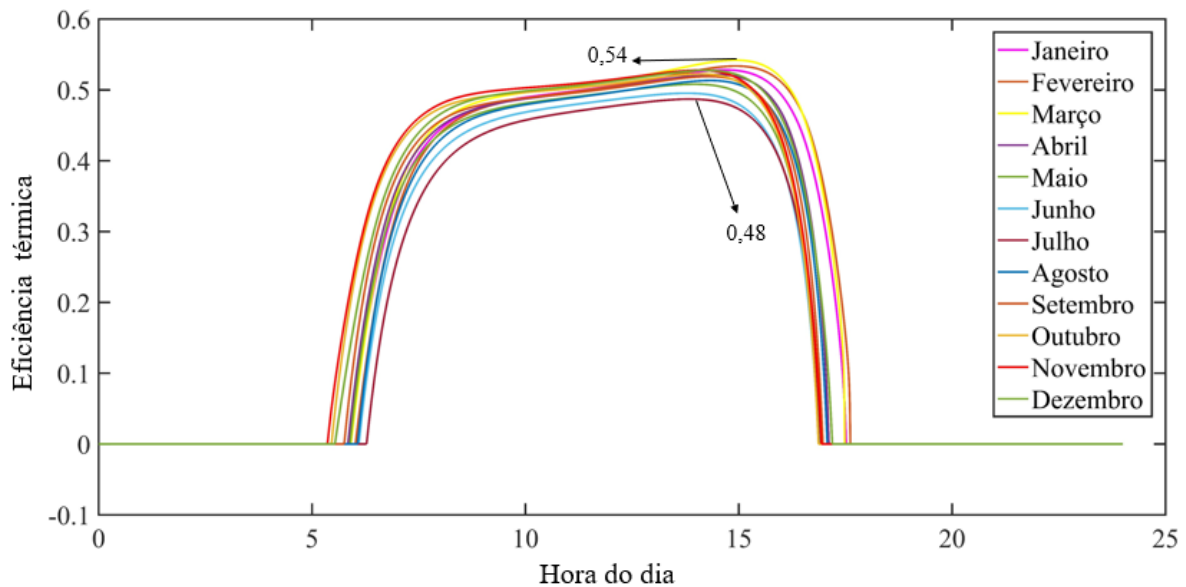


Figura 5.30: Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com vazão de $0,005\text{kg/s}$.

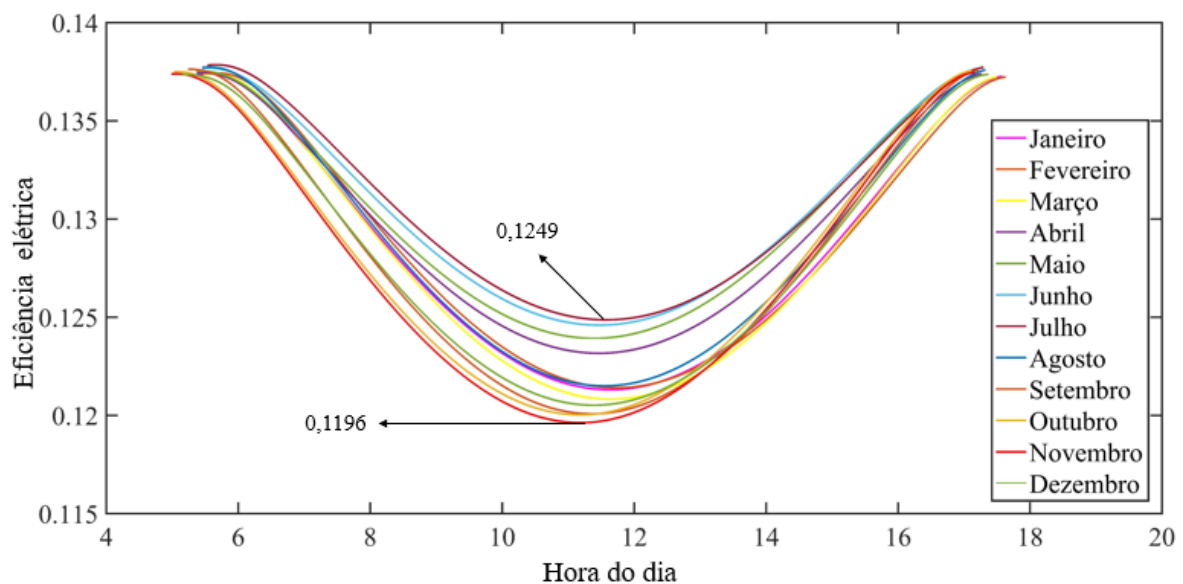


Figura 5.31: Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com vazão de $0,005\text{kg/s}$.

Na Figura (5.31) por sua vez, foi possível observar o comportamento da eficiência elétrica ao longo do ano. Os menores valores de eficiência para as células fotovoltaicas foram obtidos durante o mês de novembro, com uma mínima de 0,1196, por outro lado, a maior eficiência obtida foi alcançada no mês de julho, com um valor mínimo para este mês de 0,1249. Para a eficiência elétrica, as maiores temperaturas obtidas nos meses de maior irradiância levam à uma perda de eficiência do sistema.

Nas análises seguintes o sistema foi orientado ao sul enquanto sua inclinação foi variada e os demais parâmetros são mantidos constantes. Na primeira análise, o sistema foi inclinado a $7,17^\circ$. Os resultados das eficiências térmicas e elétricas são apresentados nas Figuras (5.32) e (5.33) respectivamente.

Os resultados apresentados na Figura (5.32) mostraram que os meses de janeiro e fevereiro apresentaram as melhores eficiências do sistema, no qual o maior valor alcançado foi de 0,53 em novembro. Por outro lado, o mês de menor eficiência foi o mês de julho com um valor máximo de 0,46.

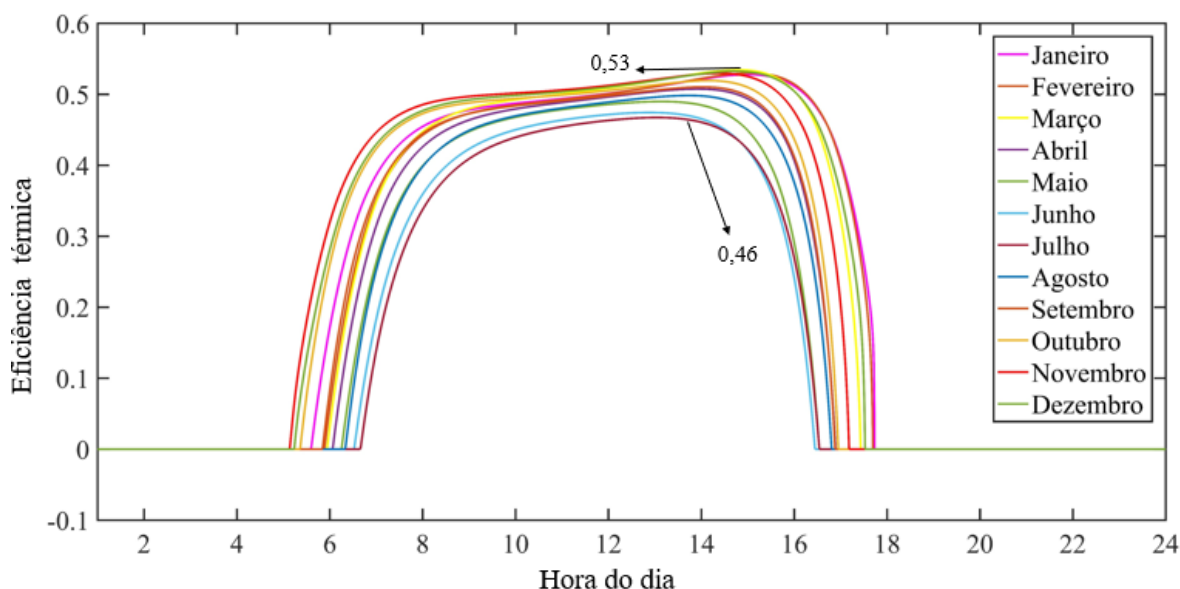


Figura 5.32: Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao sul e com vazão de $0,005\text{kg/s}$.

Na Figura (5.33) foi possível observar as curvas de eficiência elétrica ao longo do ano para o módulo inclinado em $7,17^\circ$ e orientado ao sul. Os resultados mostram que o mês

de novembro apresentou a menor eficiência, com um valor de 0,1191, enquanto o mês de julho apresentou uma eficiência de 0,1262 em seu momento mais crítico.

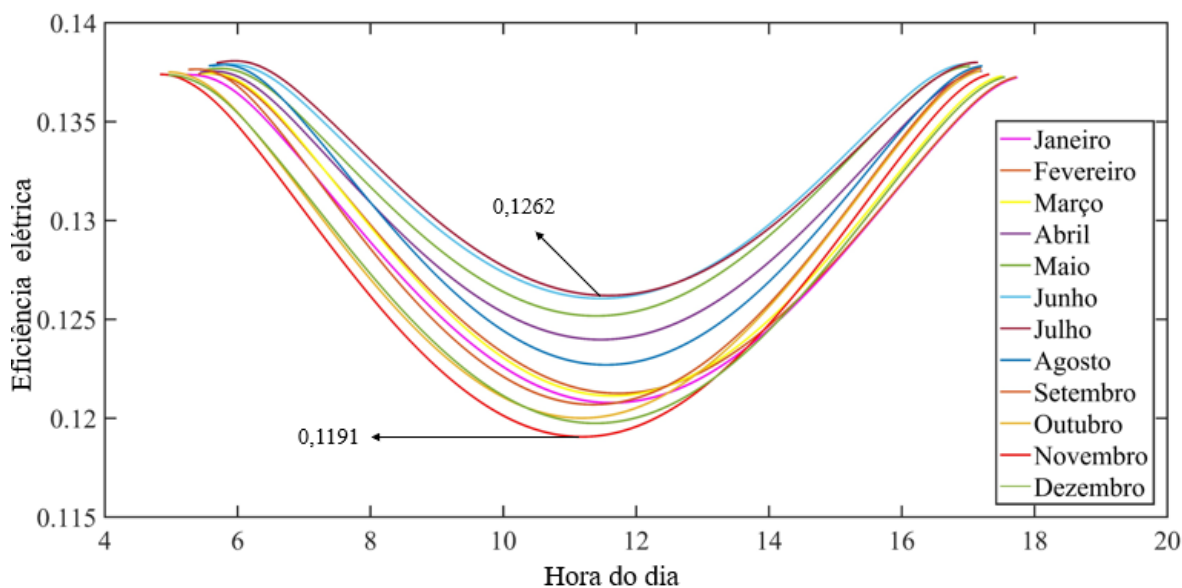


Figura 5.33: Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao sul e com vazão de $0,005\text{kg/s}$.

Até este momento no estudo das eficiências térmicas e elétricas foi adotado o uso de uma vazão de $0,005\text{kg/s}$. Nas análises seguintes foi utilizada uma vazão mássica de $0,0075\text{kg/s}$ (aumento de 50%) e será avaliada a influência da inclinação e da orientação do sistema.

Quando elevada a inclinação do sistema para $7,17^\circ$ e mantida fixa a orientação ao norte e a vazão de $0,0075\text{kg/s}$ obteve-se os resultados apresentados nas Figuras (5.34) e (5.35) para as eficiências térmicas e elétricas respectivamente.

Os resultados apresentados na Figura (5.34) mostraram o ganho na eficiência térmica que passou de 0,54 como apresentado na Figura (5.30) para 0,57 no mês de melhor eficiência com a elevação da vazão mássica. Quando observado o mês de menor eficiência, o desempenho do sistema passou de 0,48 para 0,51 com o aumento da vazão mássica do sistema.

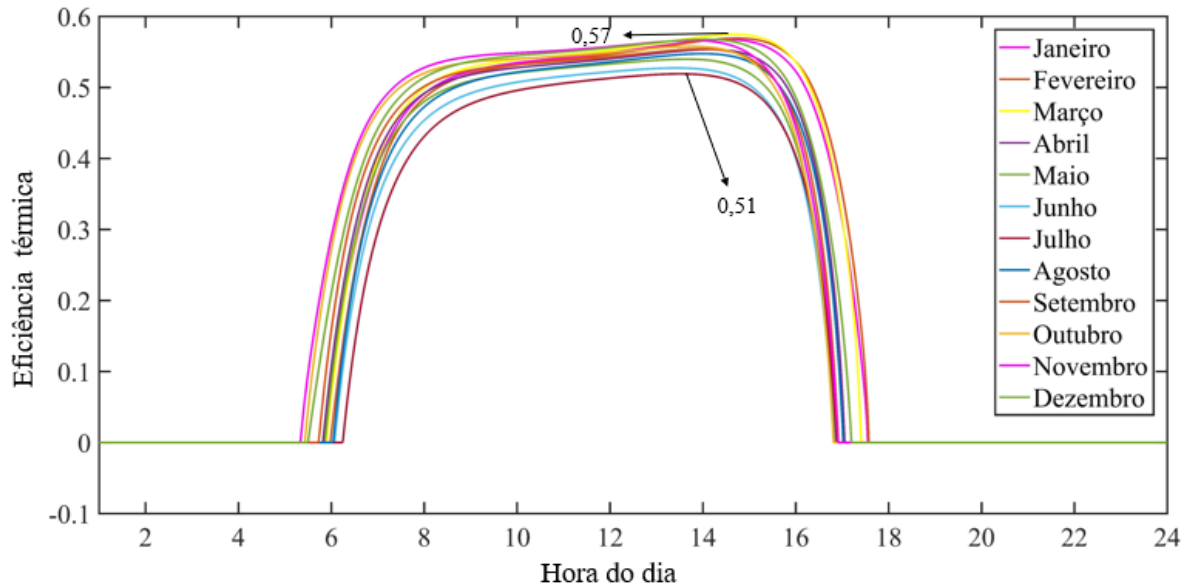


Figura 5.34: Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$.

Quando observado a eficiência elétrica do sistema para a vazão de $0,0075\text{kg/s}$ na Figura (5.35), os resultados mostraram um ganho na eficiência para o mês de novembro, que passou de 0,1196 para 0,123, enquanto o mês de julho passou de 0,1249 para 0,1273 com o aumento da vazão de água no coletor, quando comparado com a Figura (5.31).

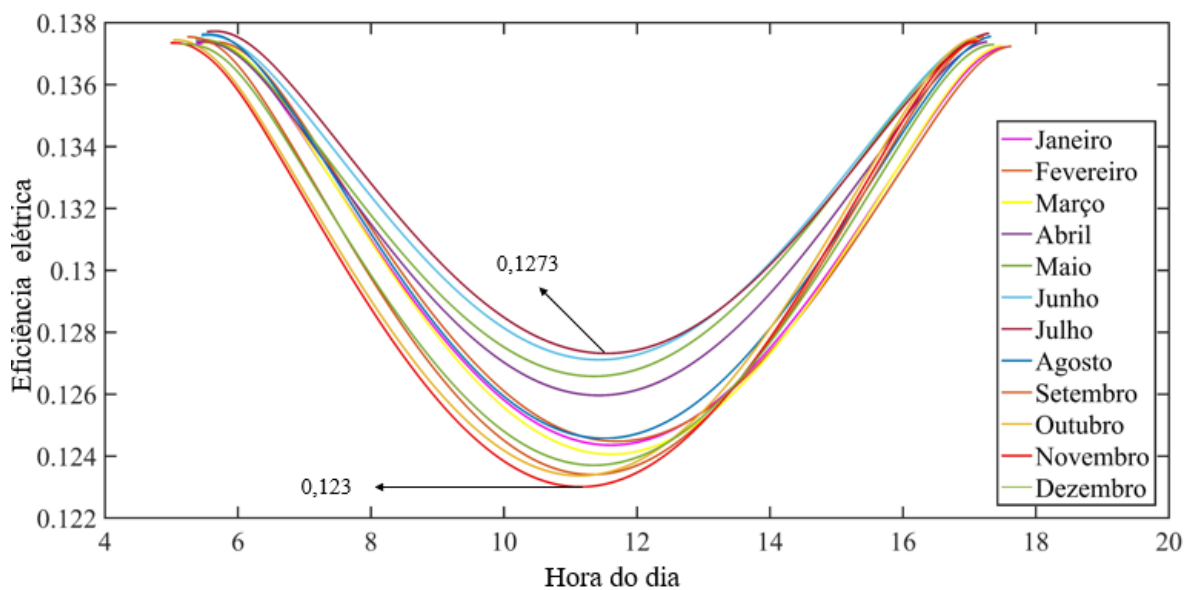


Figura 5.35: Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao norte e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$.

Nas próximas análises o sistema foi orientado ao sul e mantida a vazão dos casos anteriores. A análise foi realizada para o sistema inclinado em $7,17^\circ$, onde os resultados são apresentados nas Figuras (5.36) e (5.37) para as eficiências térmicas e elétricas respectivamente.

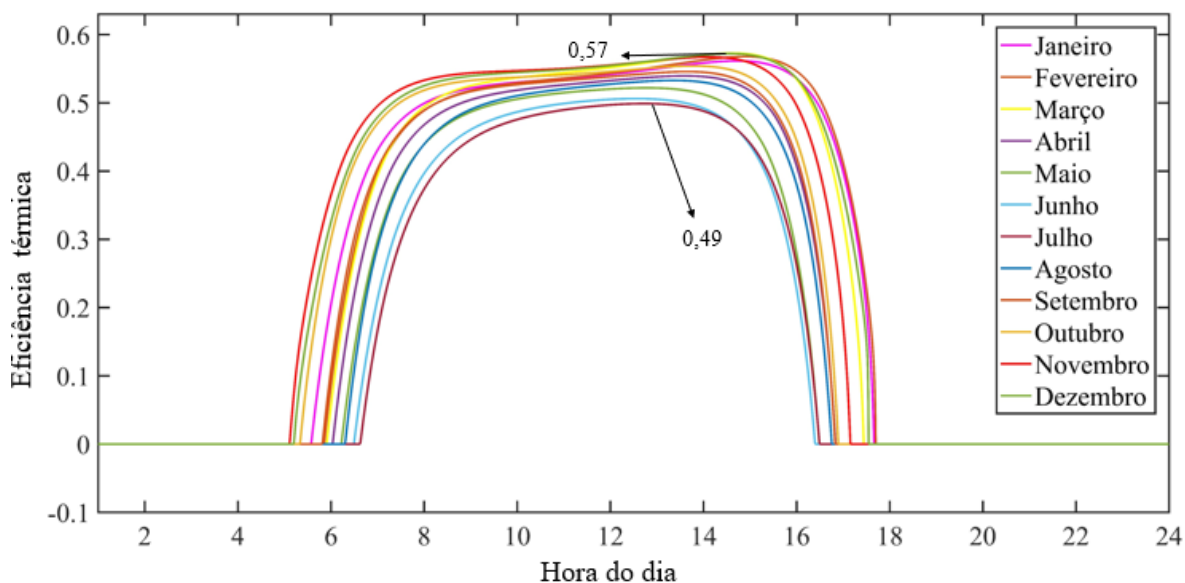


Figura 5.36: Curva de eficiência térmica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao sul e com vazão de $0,0075\text{kg/s}$.

Os resultados apresentados na Figura (5.36) indicaram um aumento na eficiência térmica do sistema PV/T quando comparado com os resultados apresentados na Figura (5.32), onde foi utilizada as mesmas condições de inclinação e orientação, mas uma vazão de $0,005\text{kg/s}$. Nos meses de maior aproveitamento, os valores passaram de 0,53 para 0,57, enquanto nos meses de menor eficiência, os valores foram de 0,46 para 0,49.

Na Figura (5.37) estão apresentadas as curvas de eficiência elétrica do sistema. Quando foi comparada com as curvas de desempenho apresentadas na Figura (5.33) observou-se um ganho na eficiência para o mês de pior desempenho de 0,1191 para 0,1225. Enquanto isto, os meses de melhor desempenho do sistema sofreram um aumento da eficiência de 0,1262 para 0,1284 com o aumento da vazão de água em 50%.

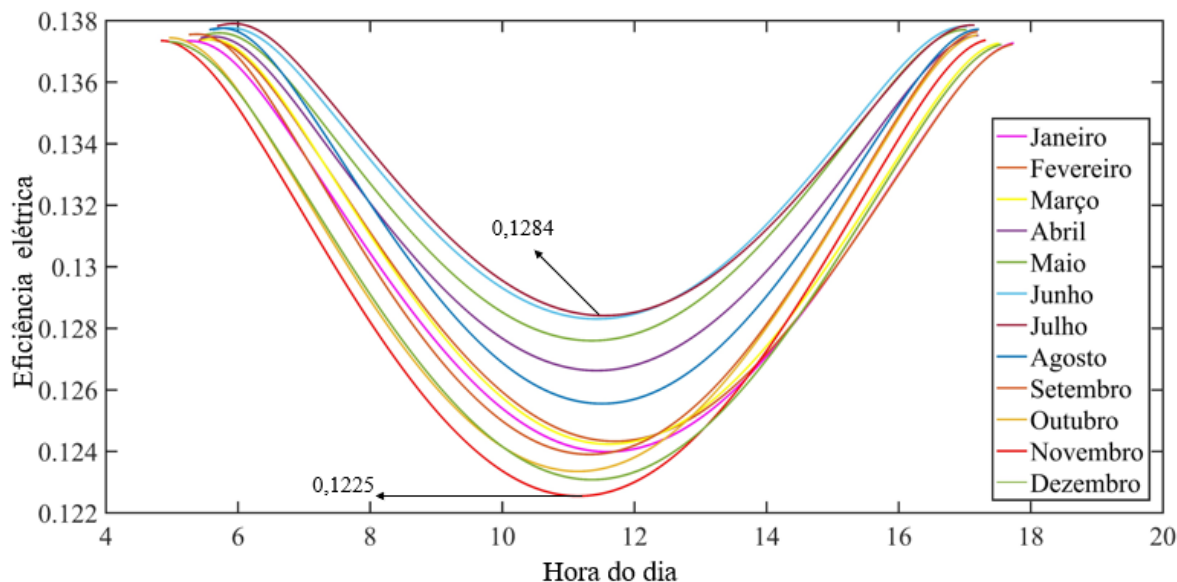


Figura 5.37: Curva de eficiência elétrica do sistema inclinado em $7,17^\circ$, orientado ao sul e com vazão de $0,0075 \text{ kg/s}$.

5.1.3.5 Distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T

Neste tópico são apresentadas as distribuições de temperatura nas diferentes camadas do sistema fotovoltaico/térmico inclinado a $7,17^\circ$ quando variada a orientação e a vazão mássica de água no interior do coletor. Como ao longo das análises anteriores os meses mais críticos foram novembro e julho, neste tópico estes foram os meses analisados para evitar a realização de análises repetidas. Para a primeira análise foram utilizadas as condições apresentadas na Tabela (5.1) com o módulo inclinado em $7,17^\circ$. Os resultados para os meses de julho e novembro são apresentados nas Figuras (5.38) e (5.39) respectivamente.

Os resultados apresentados na Figura (5.38) mostraram a variação de temperatura em cada camada do sistema PV/T ao longo do dia 15 de julho. Pode-se ver que a maior temperatura alcançada no sistema foi de $47,73^\circ\text{C}$ na camada de células fotovoltaicas, enquanto a água atingiu uma temperatura de $43,17^\circ\text{C}$ em seu ponto mais elevado próximo às 11:15h. Os resultados apresentados na Figura (5.38) vão de acordo com os apresentados por Bhattarai et al. (2012), com as curvas apresentando um comportamento simétrico em relação ao pico que ocorre entre 11:00h e 12:00h.

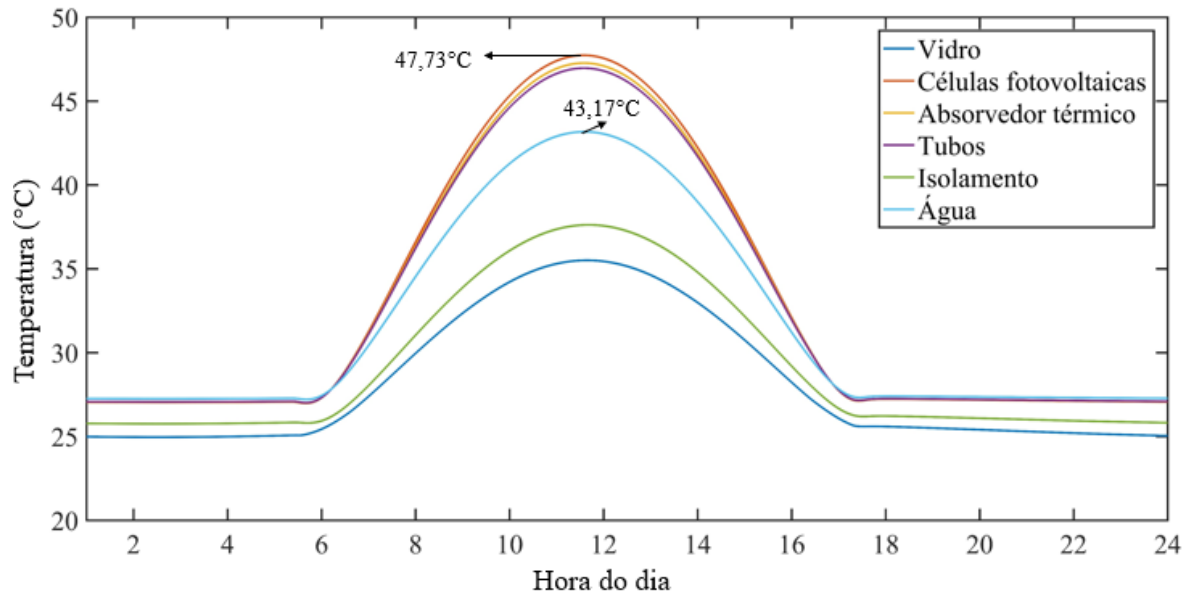


Figura 5.38: Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte.

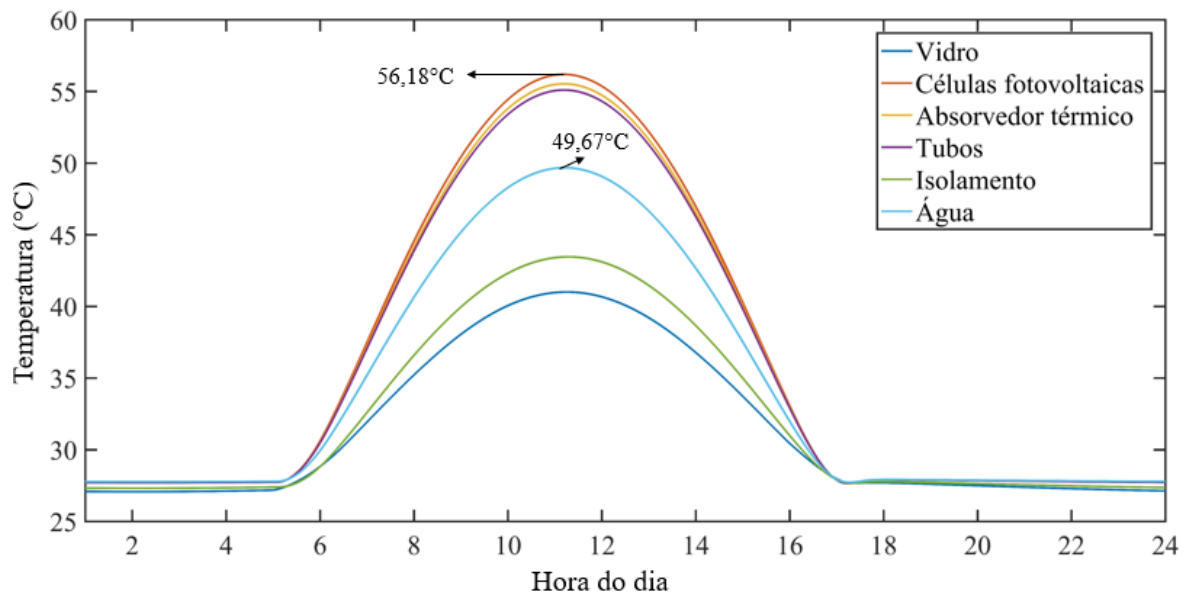


Figura 5.39: Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte.

A Figura (5.39) por sua vez, mostrou a distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T para o mês de novembro nas mesmas condições de simulação apresentadas na Figura (5.38). Os resultados mostraram que no mês de novembro, a temperatura mais elevada foi alcançada na camada de células fotovoltaicas, no valor de 56,18°C, enquanto a água apresentou uma temperatura de 49,67°C. Estes valores representam um aumento de

17,7% e 15,05% para as temperaturas nas células fotovoltaicas e água respectivamente quando comparado com a Figura (5.38).

O valor mais elevado da temperatura no mês de novembro em relação a julho justifica a eficiência elétrica do sistema inferior neste mês, mesmo os resultados da potência elétrica produzida sendo mais elevados.

Quando o sistema é orientado ao sul e com a vazão de 0,005kg/s obtêm-se os resultados apresentados nas Figuras (5.40) e (5.41) para as distribuições de temperaturas nos meses de julho e novembro respectivamente.

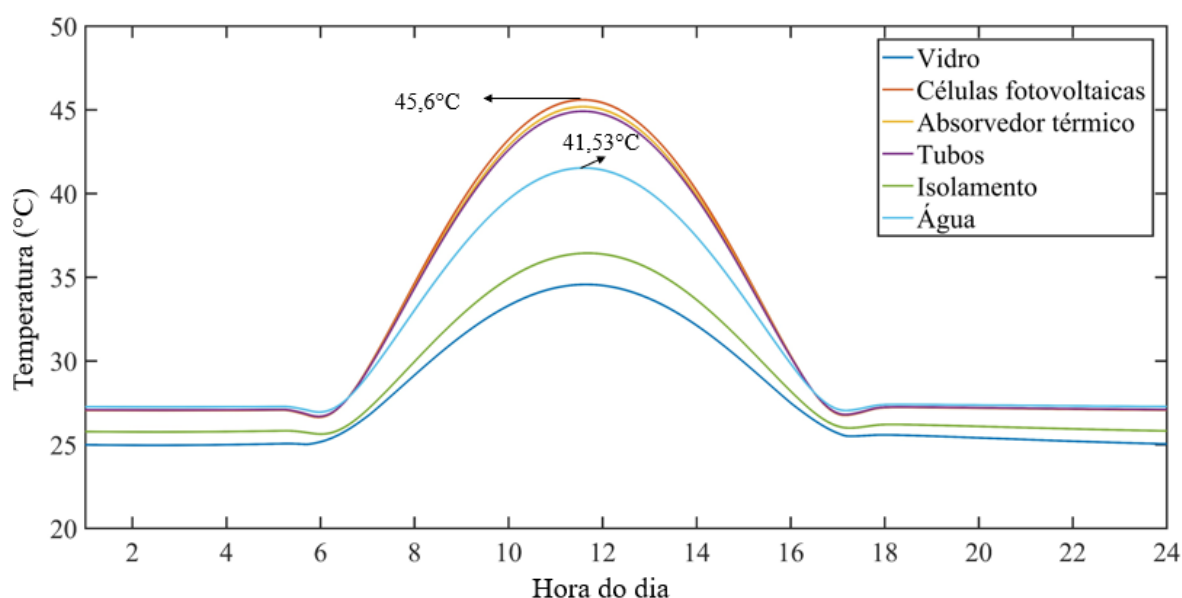


Figura 5.40: Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul.

A Figura (5.40) apresentou a distribuição de temperatura, ao longo do dia 15 de julho, de todas as camadas do sistema fotovoltaico/térmico orientado ao sul e com uma inclinação de 7,17°. Os resultados mostraram que a maior temperatura alcançada para este mês foi de 45,6°C na camada de células fotovoltaicas. A água que escoava no interior da tubulação foi aquecida neste estudo até uma temperatura de 41,53°C.

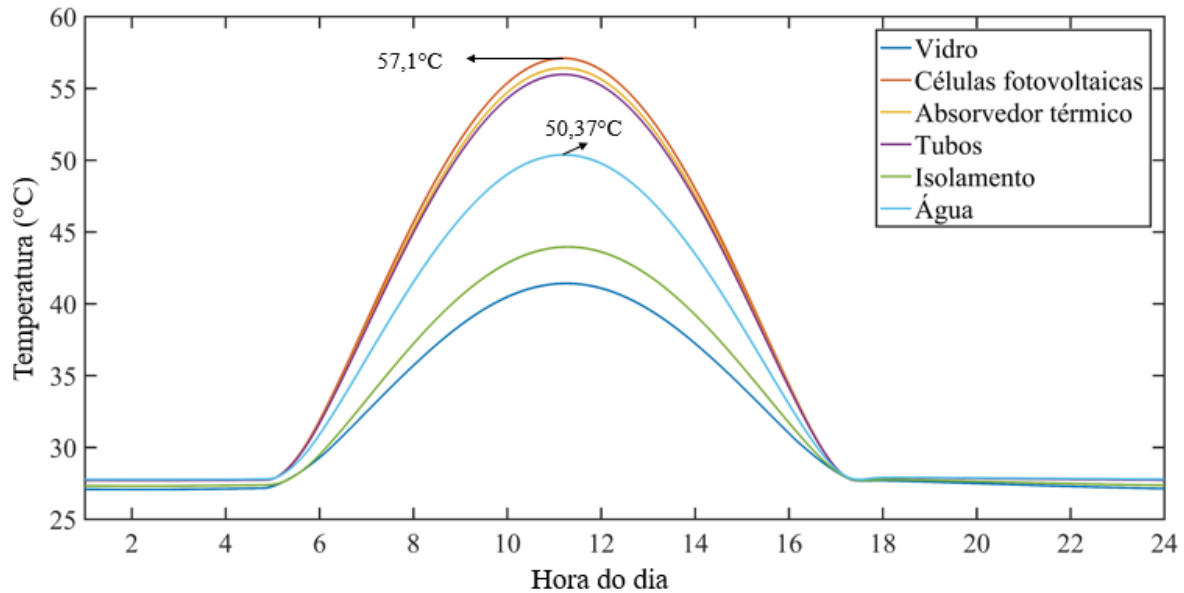


Figura 5.41: Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul.

Na Figura (5.41) foi apresentada a temperatura de cada camada do sistema fotovoltaico/térmico, ao longo do dia 15 de novembro, para o sistema orientado ao sul e com uma inclinação de $7,17^\circ$. Os resultados obtidos mostraram que para este mês, a temperatura alcançou um valor máximo de $57,1^\circ\text{C}$ na camada de células fotovoltaicas, enquanto a temperatura da água alcançou um valor de $50,37^\circ\text{C}$. Os resultados obtidos nesta análise foram superiores em 25,21% e 21,28% quando comparado com os resultados obtidos na Figura (5.40). Quando comparado com os resultados obtidos na Figura (5.39), os aumentos foram de 1,63% para a temperatura das células fotovoltaicas e 1,41% para a água. Esses resultados são devido à orientação para o sul, recebendo assim maior irradiância nos meses de verão.

Nas análises seguintes o sistema tem sua orientação variada entre norte e sul, ambas a uma inclinação de $7,17^\circ$, porém nesta análise uma vazão de $0,0075\text{kg/s}$ foi utilizada, o que corresponde a uma elevação de 50% da vazão discutida anteriormente.

A primeira análise foi realizada para o sistema orientado ao norte e os resultados obtidos são apresentados as Figuras (5.42) e (5.43) para os meses de julho e novembro, que foram escolhidos por serem meses de comportamentos extremos do sistema.

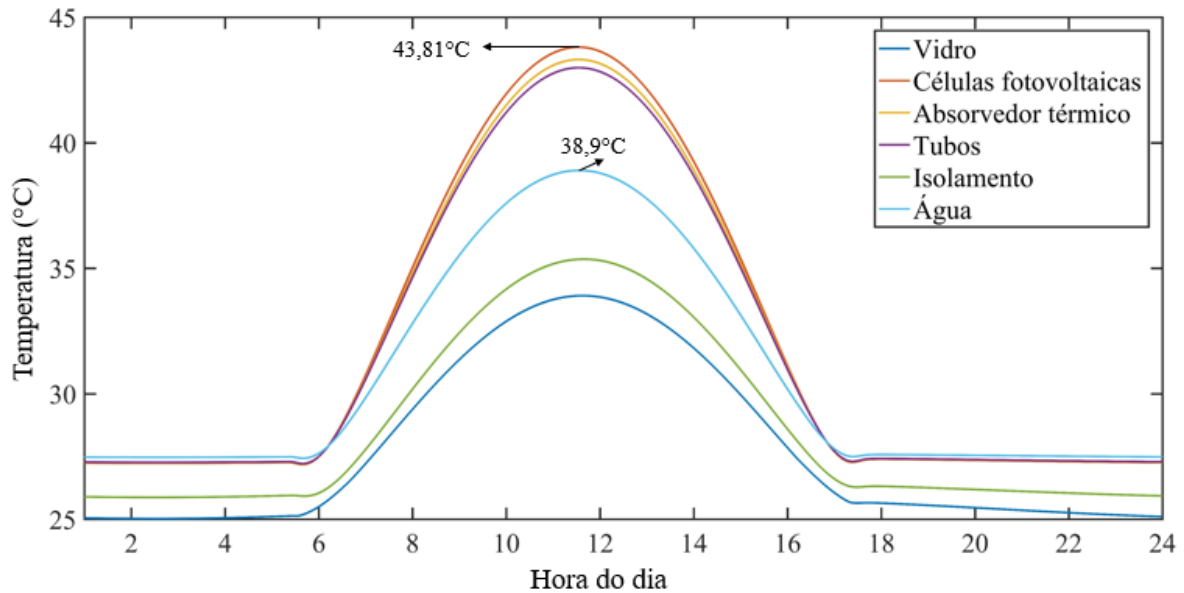


Figura 5.42: Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte com vazão de 0,0075kg/s.

O resultado apresentado na Figura (5.42) mostrou o comportamento da temperatura ao longo do dia característico de julho, quando o sistema foi orientado ao norte e inclinado em 7,17°. Para a vazão de 0,0075kg/s de água no interior da tubulação, o sistema teve sua temperatura máxima obtida nas células fotovoltaicas de 43,81 °C, enquanto a temperatura da água foi de 38,9°C. Os valores obtidos são inferiores aos resultados da Figura (5.38) em 8,21% e 9,89% para as células fotovoltaica e a água respectivamente.

Quando observada a Figura (5.43), para o mês de novembro, o sistema inclinado em 7,17°, orientado ao norte e com vazão de 0,0075kg/s apresentou como temperatura máxima obtida na camada de células fotovoltaicas um valor de 50,7°C, enquanto a temperatura da água alcançou um valor de 43,65°C. Estes resultados são superiores em 15,72% e 12,21% aos resultados apresentados na Figura (5.42).

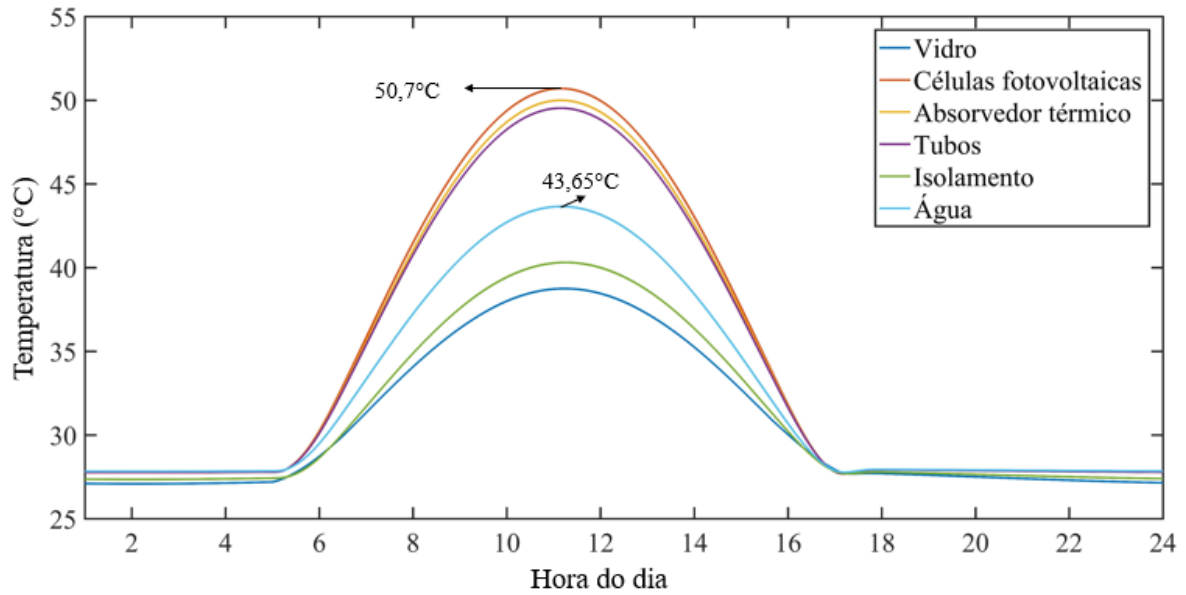


Figura 5.43: Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao norte com vazão de 0,0075kg/s.

Orientando o sistema ao sul e mantendo as características da simulação anterior, os resultados para a distribuição de temperatura nas camadas do sistema podem ser observados nas Figuras (5.44) e (5.45) para os meses de julho e novembro respectivamente.

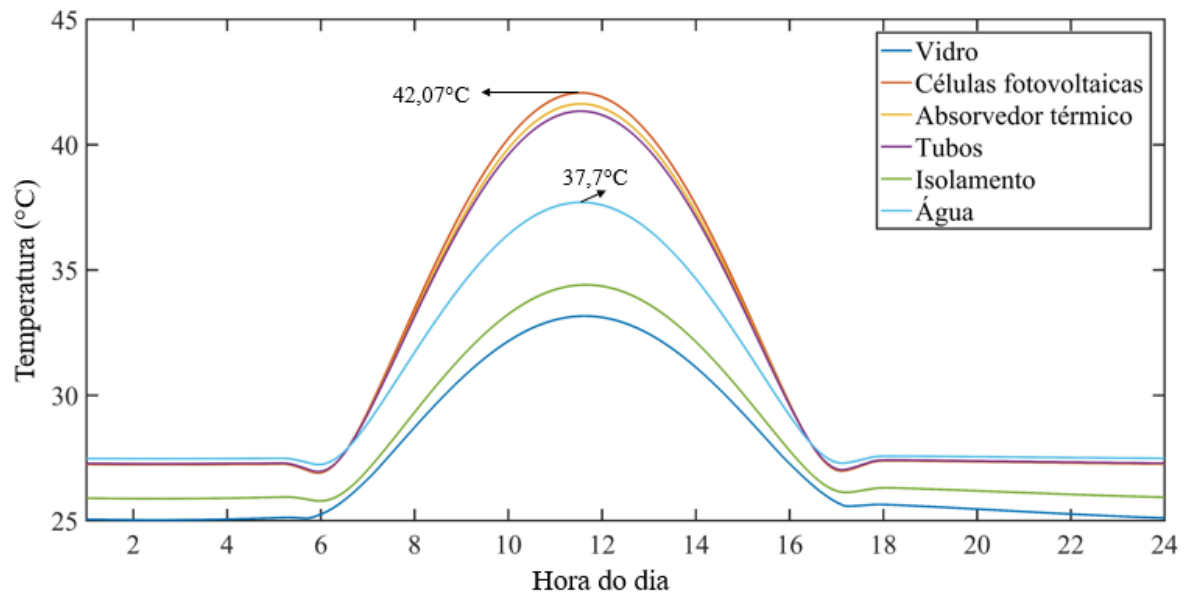


Figura 5.44: Distribuição de temperatura para o mês de julho nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul com vazão de 0,0075kg/s.

Os resultados apresentados na Figura (5.44) mostraram o comportamento da temperatura em cada camada do sistema fotovoltaico/térmico para o mês de julho quando o sistema foi orientado para o sul com uma vazão de 0,0075kg/s. Os resultados mostraram que a célula fotovoltaica alcançou uma temperatura de 42,07°C, enquanto isto a temperatura alcançada pela água foi de 37,7°C. As temperaturas obtidas aqui foram inferiores em 6,35% e 9,22% quando comparadas com as da Figura (5.40). A redução da temperatura da célula fotovoltaica é vantajosa pois leva a um aumento da eficiência da mesma.

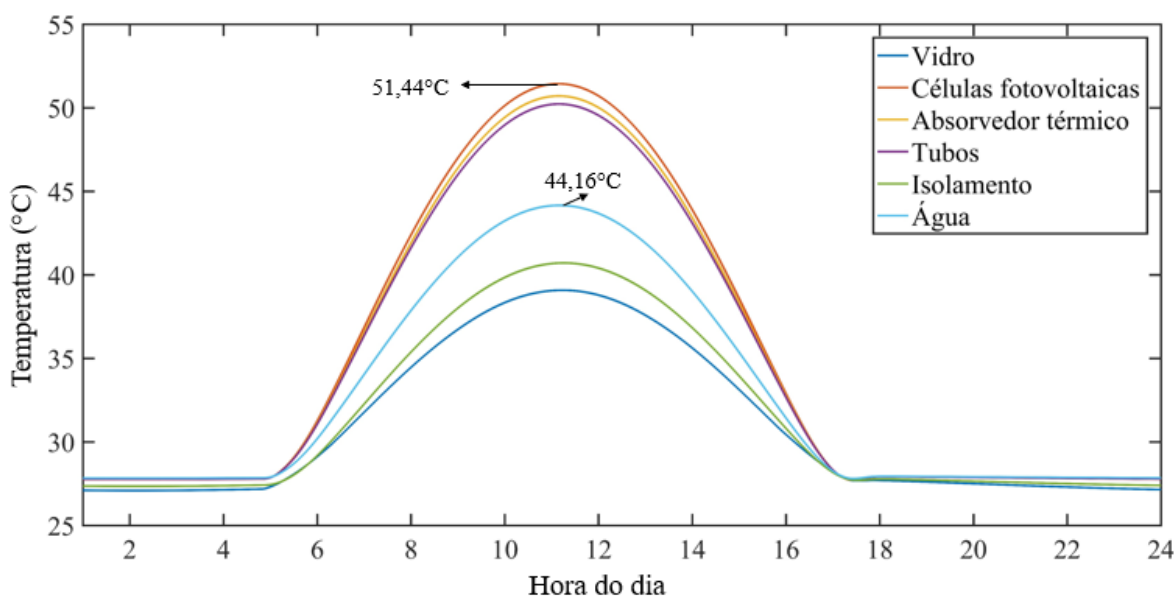


Figura 5.45: Distribuição de temperatura para o mês de novembro nas camadas do sistema PV/T orientado ao sul com vazão de 0,0075kg/s.

A Figura (5.45) apresentou a distribuição de temperatura nas camadas do sistema PV/T ao longo do dia característico de novembro, quando o sistema foi orientado ao sul com inclinação de 7,17° e vazão de 0,0075kg/s. Os resultados mostraram uma temperatura máxima para o sistema de 51,44°C na camada de células fotovoltaicas, enquanto a água alcançou uma temperatura de 44,16°C. Os valores obtidos nesta análise foram superiores em 22,27% e 17,13% quando comparados com os resultados obtidos na Figura (5.44). Quando comparados com os resultados obtidos na Figura (5.41) obteve-se uma redução de 9,91% e 12,32% para as temperaturas das células fotovoltaicas e água respectivamente.

Como apresentado nos resultados anteriores, o sistema PV/T apresenta um comportamento sazonal, logo é necessário a presença de um reservatório térmico para garantir o fornecimento de energia térmica ao longo das 24 horas do dia. Para este estudo foi analisado um tanque de armazenamento térmico com $0,3\text{m}^3$ e o comportamento da temperatura da água no interior do tanque está apresentado na Figura (5.46) durante o período de seis dias.

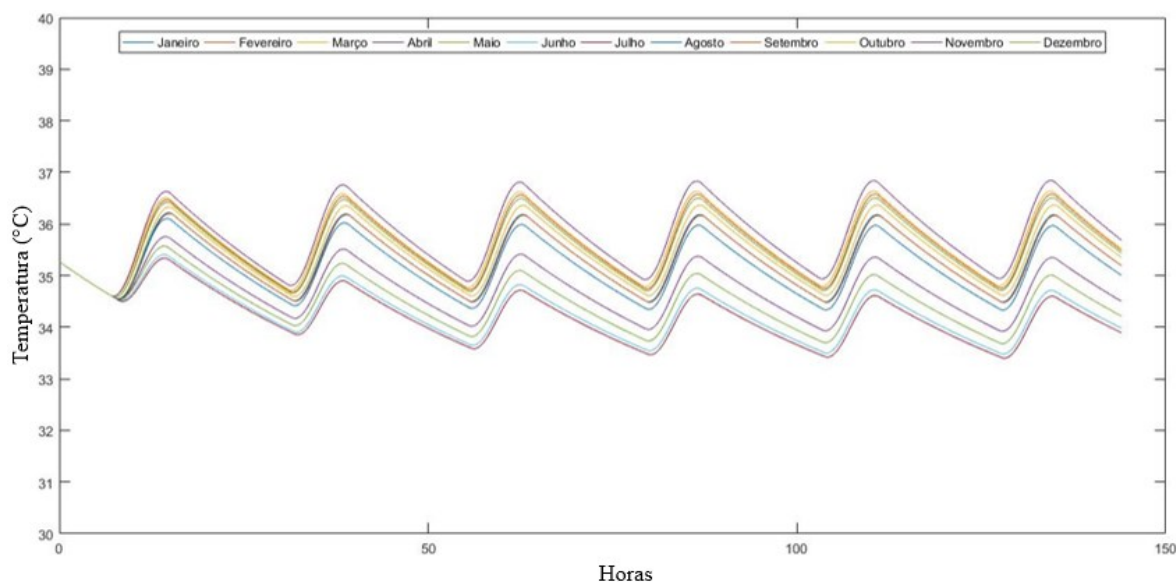


Figura 5.46: Comportamento da temperatura da água no reservatório térmico.

Pôde-se observar na Figura (5.46) que a temperatura da água ficou compreendida entre 33°C e 37°C ao longo do ano. Porém o valor sofreu uma variação de $1,4^{\circ}\text{C}$ - $2,0^{\circ}\text{C}$ ao longo do mês, sendo a maior variação observada para o mês de maior incidência de radiação (novembro).

Os resultados obtidos neste capítulo mostraram que, de uma forma geral, o sistema PV/T apresentou um melhor desempenho quando orientado ao norte e com uma inclinação de $7,17^{\circ}$, tanto para a potência elétrica, superando entre $0,04\%$ e $12,35\%$ os demais casos analisados, quanto a potência térmica. Devido a esta razão, no próximo capítulo foram utilizados os dados para o sistema PV/T orientado ao norte e inclinado em $7,17^{\circ}$.

CAPÍTULO VI

RESULTADOS

Neste ponto são realizadas análises para o sistema de poligeração. São discutidas as influências da variação da carga do motor, da temperatura de saída da água gelada no evaporador e da temperatura de arrefecimento. Porém, inicialmente, cada subsistema foi validado isoladamente para que os resultados apresentados neste trabalho estivessem de acordo com os apresentados na literatura.

6.2 COMPARAÇÃO COM DADOS DA LITERATURA

Neste tópico são apresentadas as validações dos subsistemas que compõem o modelo de poligeração, onde os resultados obtidos são comparados com os da literatura e as diferenças entre eles levantadas. As análises foram realizadas utilizando o *Engineering Equation Solver* (EES).

6.2.1 Grupo motor-gerador

O grupo motor-gerador é responsável pelo fornecimento de energia elétrica e térmica do sistema. Os resultados foram validados através da comparação com os dados

apresentados por Santos (2005), os parâmetros de entrada para o sistema foram fornecidos pela Tabela (6.1).

Tabela 6.1: Dados de entrada para validação do grupo motor-gerador

Motor	Dados de entrada	Valores
	Temperatura Ambiente	27°C
	Porcentagem de ar teórico	115%
	Carga do motor	75%

Fonte: Alcântara (2019)

Os resultados obtidos utilizando os parâmetros de entrada da Tabela (6.1) mostraram que a potência elétrica produzida pelo gerador foi igual a 140,3kW, o que foi de acordo com o parâmetro de potência do motor-gerador apresentado na Tabela (4.3). Por outro lado, foi calculada uma potência térmica disponível nos gases de exaustão de 153,4 kW, uma diferença de 0,92% quando comparado com os resultados obtidos por Santos (2005), o autor obteve uma potência térmica de 152kW, o que torna o modelo adotado para o grupo motor-gerador adequado a realização de estudos quando acoplado aos demais sistemas do modelo de poligeração. Na Tabela (6.2) são apresentados os dados obtidos neste trabalho e os obtidos em Santos (2005).

Tabela 6.2: Dados das potências obtidas neste trabalho e na literatura

	Presente trabalho	Santos (2005)
Potência elétrica	140,30kW	160,60kW
Potência térmica	153,40kW	152,00kW

6.2.2 Chiller de absorção

Neste ponto foi realizada a validação do chiller de absorção adotado. Foi escolhido o modelo WFC-SC10 da Yazaki de 35,2 kW de potência de refrigeração. Para isto foram

utilizados os dados do fabricante do equipamento disponível em Alcântara (2019), e os coeficientes globais de transferência de calor por unidade de área (UA) que foram obtidos em Ochoa et al. (2017). Os dados de entrada estão apresentados na Tabela (6.3).

Tabela 6.3 Dados de entrada para validação do chiller de absorção

Temperaturas de entrada do circuito externo	
Gerador (T_4)	88°C
Absorvedor (T_{20})	31°C
Evaporador (T_{15})	12,5 °C
Vazões do circuito externo	
Gerador (m_4)	2,39 kg/s
Absorvedor (m_{20})	5,08 kg/s
Evaporador (m_{15})	1,52 kg/s
Coeficiente global de transferência	
Gerador	13,79 kW/K
Absorvedor	7,88 kW/K
Evaporador	6,52 kW/K
Condensador	10,50 kW/K

Fonte: (ALCÂNTARA, 2019)

Os resultados operacionais obtidos neste trabalho, juntamente com os dados fornecidos pelo fabricante são apresentados na Tabela (6.4), também foi levantada a diferença entre os resultados obtidos.

Tabela 6.4: Comparação do chiller de absorção

Fluxo de calor	Presente trabalho (kW)	Dados do Fabricante (kW)	Diferença (%)
Gerador	52,28	50,20	4,14

Continuação da Tabela 6.4

Absorvedor	91,93	85,35	7,70
Condensador			
Evaporador	38,95	35,15	10,81

Os resultados apresentados na Tabela (6.4) para a validação do chiller de absorção mostraram que a maior diferença obtida para o modelo desenvolvido foi de 10,81%, que pode ocorrer devido à aproximação para o coeficiente global de transferência de calor, porém a diferença apresentada permite a utilização do modelo numérico adotado para a realização das análises do sistema de poligeração.

6.3 ESTUDOS DE CASO

Neste tópico foram analisados os resultados do sistema de poligeração (Figura 4.1) para os estudos de caso. Os dados de entrada para o sistema são apresentados na Tabela (6.5). Estes dados foram adotados em todas as análises, sendo alterados apenas quando for avaliado a influência desta variável no sistema.

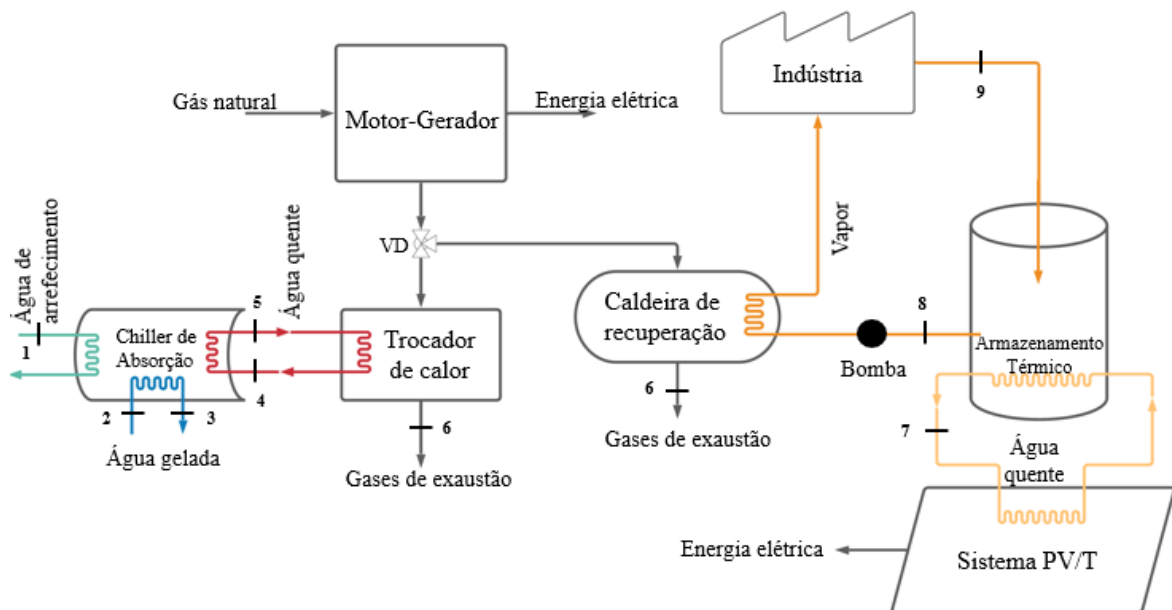


Figura 4.1: Proposta de arranjo para o sistema de poligeração.

Tabela 6.5: Dados de entrada do sistema de poligeração

Vazão mássica (circuito externo)		
Caldeira de recuperação [8]		0,277 kg/s
Chiller de Absorção	Bomba de solução	0,2 kg/s
	Gerador [4]	2,39 kg/s
	Absorvedor [1]	5,08 kg/s
	Condensador	5,08 kg/s
	Evaporador [2]	1,52 kg/s
Temperaturas		
Temperatura Ambiente		27 °C
Descarte dos gases de combustão [6]		130 °C
Chiller de Absorção	Entrada no absorvedor [1]	31 °C
	Entrada no evaporador [2]	12,5 °C
	Saída no Evaporador [3]	7 °C
Entrada no sistema PV/T [7]		30 °C

Os estudos de caso foram realizados de acordo com a demanda de uma fábrica de sorvete. Os dados de demanda da unidade foram obtidos de Alcântara (2019) e apresentados na Tabela (6.6). A energia elétrica e o vapor necessários são referentes a demanda total da instalação, enquanto a potência de refrigeração é destinada à climatização de ambientes.

Tabela 6.6: Demandas da instalação industrial.

Demandas	Quantidade anual
Energia elétrica	24230MWh
Potência de refrigeração	303,264MWh
Vapor	7 Ton/h
Temperatura	150°C
Pressão	10 bar

6.3.1 Primeiro cenário (Sistema de trigeração)

O primeiro estudo de caso foi conduzido para o sistema de trigeração convencional, como apresentado em Alcântara (2019), sem a presença do sistema fotovoltaico/térmico. Sendo assim, o sistema foi composto por um grupo motor-gerador, chiller de absorção e uma caldeira de recuperação como apresentado na Figura (6.1).

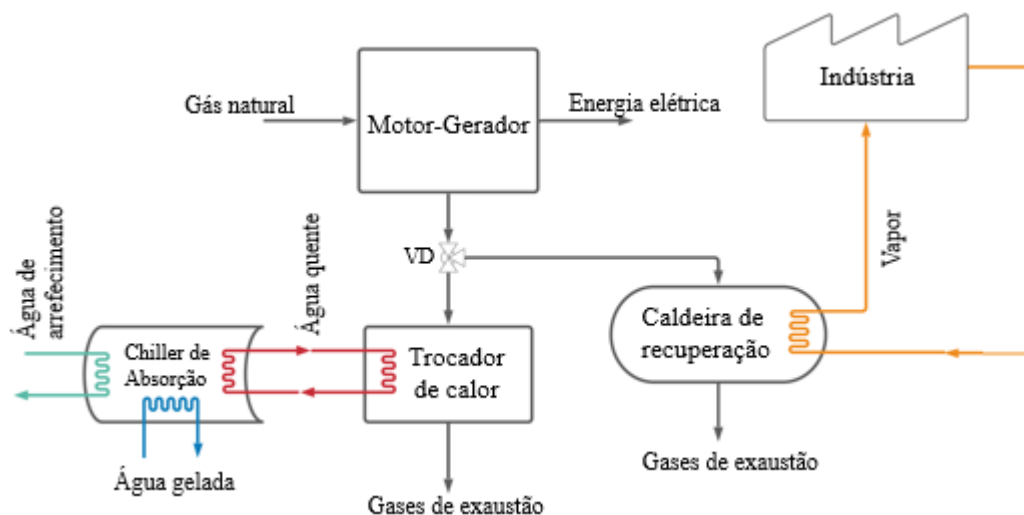


Figura 6.1: Configuração do sistema de poligeração para o cenário 1.

Na primeira análise foi utilizado o motor-gerador e o chiller de absorção operando com 100% da capacidade para observar o atendimento da demanda da instalação. Os resultados para a produção de energia térmica (frio), energia elétrica e vazão de vapor são apresentados na Tabela (6.7).

Tabela 6.7: Resultados para o sistema de trigeração convencional

Produtos	Presente trabalho	Demanda	Fração de demanda atendida
Energia elétrica	1329,76 MWh	24230MWh	5,48%
Energia térmica (frio)	306,77 MWh	303,264MWh	101,15%
Vapor	0,998Ton/h	7 Ton/h	14,26%

De acordo com os resultados apresentados na Tabela (6.7), a utilização do sistema proposto foi capaz de atender toda a demanda frigorífica da instalação, enquanto atendeu de forma parcial à demanda de energia elétrica (atendimento de 5,48%) e a demanda de vapor (atendimento de 14,26%).

A seguir foi realizada uma análise onde se estudou uma possível redução da demanda frigorífica e sua influência nos parâmetros de carga do motor e produção de vapor. Para isso foram adotadas temperaturas de entrada de 12,5°C no evaporador, mas uma temperatura de saída de até 10°C para o circuito externo. Os resultados podem ser vistos na Figura (6.2).

Os resultados apresentados na Figura (6.2) mostraram que um aumento da temperatura de saída do evaporador (42%) do chiller de absorção levou a uma redução na potência frigorífica e por consequência, uma maior quantidade de gases de exaustão foi direcionada para a caldeira de recuperação, provocando um aumento de 17,74% na vazão mássica de vapor produzido.

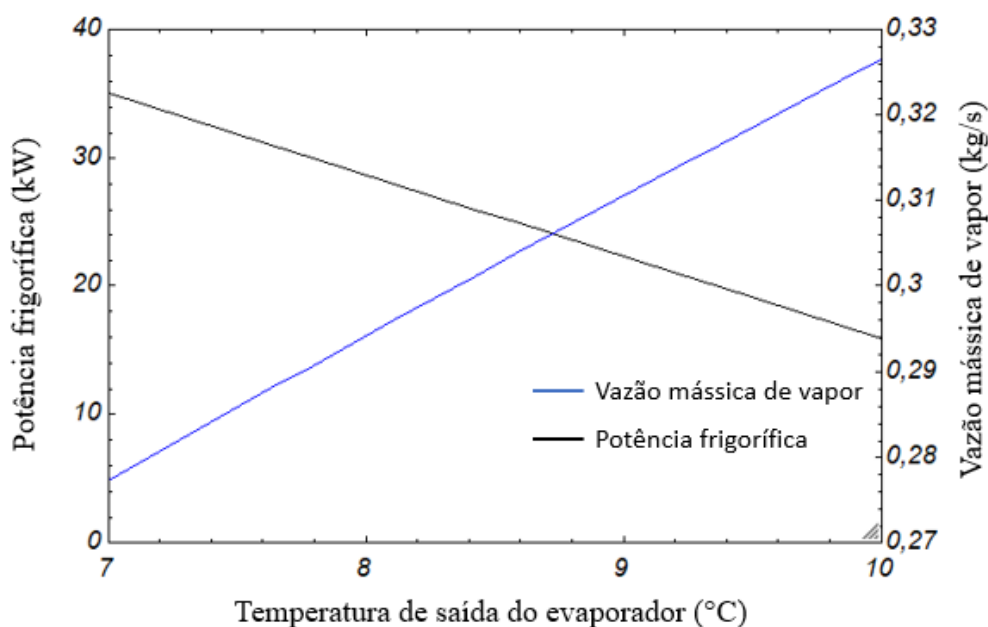


Figura 6.2: Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência frigorífica e vazão mássica de vapor.

O resultado apresentado na Figura (6.3) mostrou que é possível uma redução de até 10,05% na carga do motor com a redução da demanda frigorífica da instalação. Porém esta redução na carga do motor influenciou a potência elétrica produzida pelo sistema, chegando a uma redução de até 5,8%.

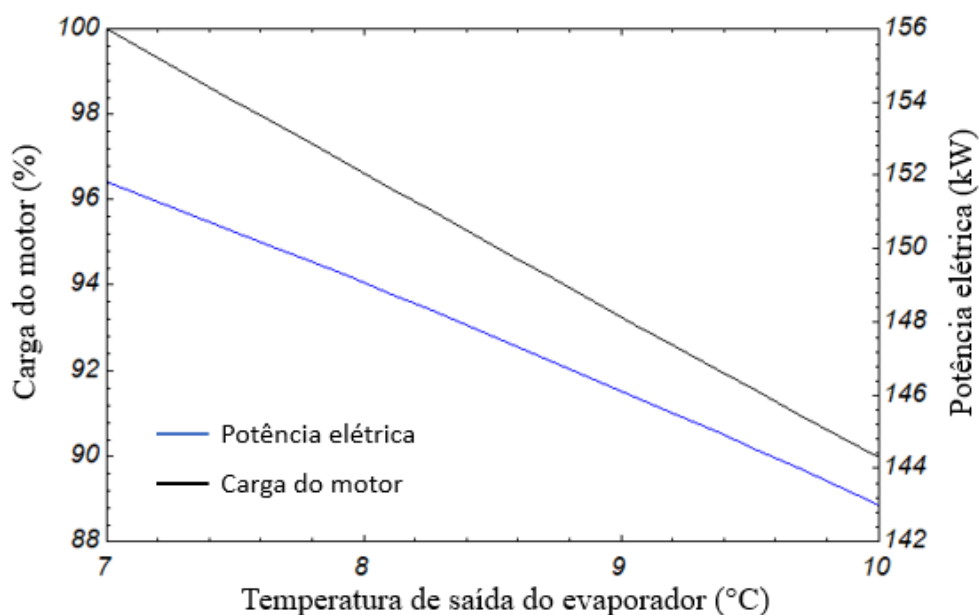


Figura 6.3: Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência elétrica e carga do motor.

No estudo seguinte foi analisada a influência da carga do motor na potência elétrica e na vazão mássica de vapor produzido. Este parâmetro foi variado a partir de 30,44%, que é a carga mínima necessária para o acionamento do chiller de absorção.

Os resultados da Figura (6.4) mostraram que o aumento da carga do motor de 30,44% para 100% provocou um aumento de 196,3% na potência elétrica produzida, enquanto a produção de vapor passou de 0kg/s para 0,277kg/s.

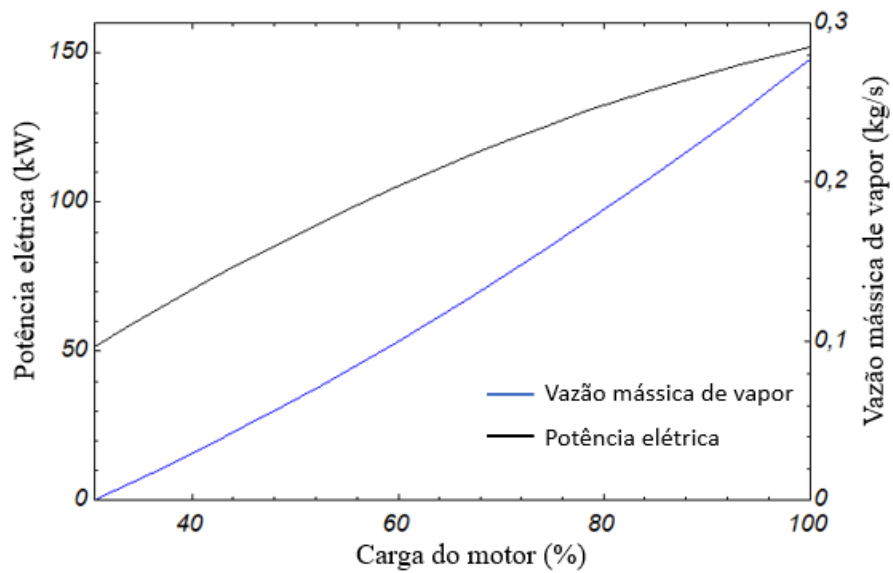


Figura 6.4: Relação entre a carga do motor, potência elétrica e vazão mássica de vapor.

Na última análise apresentada na Figura (6.5) foi avaliada a influência da variação da temperatura de arrefecimento do chiller de absorção na produção de vapor. Para isto foi variada a temperatura de 28°C até 34°C.

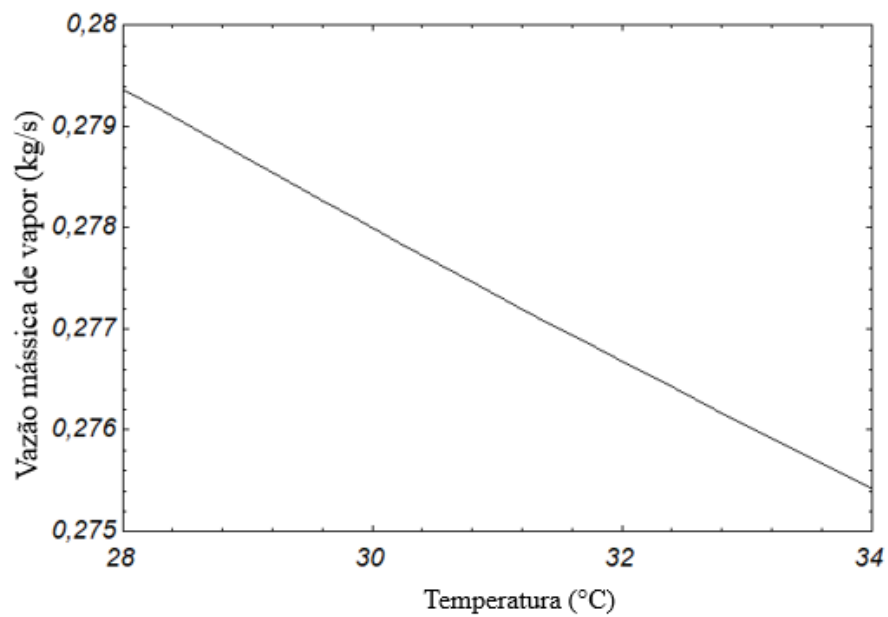


Figura 6.5: Relação entre a temperatura de arrefecimento e a produção de vapor.

O resultado apresentado na Figura (6.5) mostrou que o aumento na temperatura do fluido de arrefecimento de 28°C-34°C (elevação de 21,42%) levou a uma redução de 1,43% na geração de vapor, enquanto os demais parâmetros foram mantidos constantes.

6.3.2 Segundo cenário (sistema de poligeração com módulo PV/T em circuito aberto)

No segundo estudo de caso foi inserido o módulo PV/T e o reservatório térmico no sistema de poligeração, porém nesse momento a água de aquecimento ao passar pelo reservatório térmico foi direcionada para as instalações da fábrica, retornando à temperatura de 28°C na entrada do sistema PV/T como apresentado na Figura (6.6).

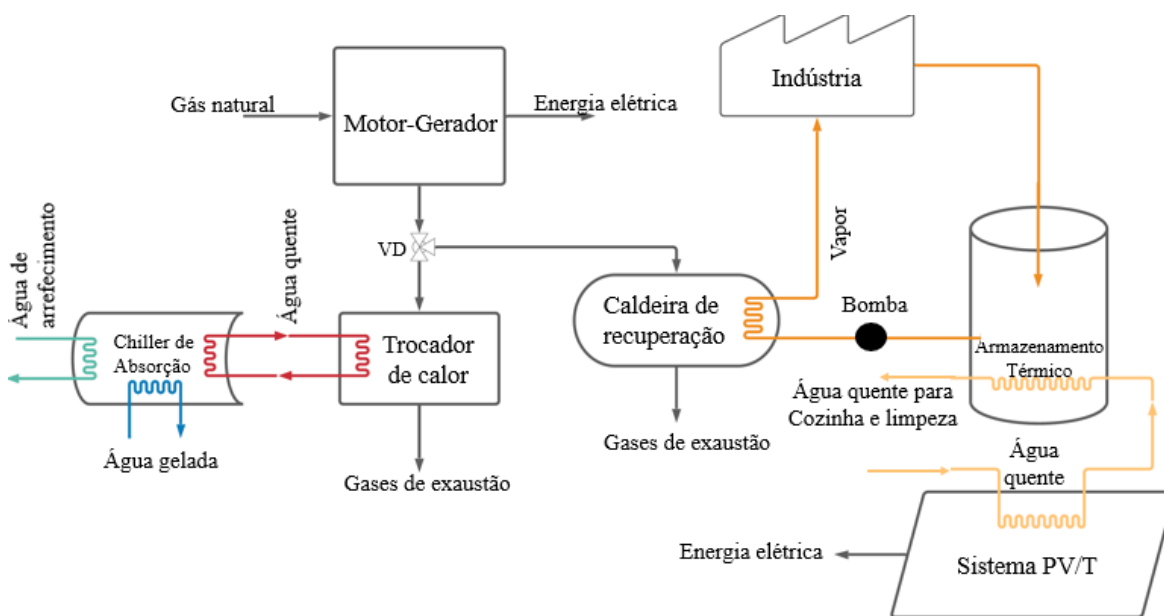


Figura 6.6: Configuração do sistema de poligeração para o cenário 2.

Como o sistema de poligeração foi analisado de forma estacionária e os dados fornecidos pela fábrica são anuais, para este cenário, a temperatura média do reservatório térmico foi calculada no valor de 35,17°C, correspondendo à média da temperatura considerando todos os meses do ano, enquanto a potência elétrica fornecida pelo sistema PV/T é 58,13W ao longo do ano.

Para o estudo foram considerados 143 módulos fotovoltaico/térmico (número de módulos necessários para garantir a temperatura do tanque de armazenamento térmico de 35,17°C) e um tanque de armazenamento térmico com 42,9 m³ (0,3m³ por módulo PV/T). Foi considerado que o grupo motor-gerador e o chiller de absorção operam em 100% da capacidade e que 10% da energia elétrica produzida é destinada ao acionamento dos dispositivos responsáveis pelo funcionamento do sistema (ALCÂNTARA, 2019). Os resultados podem ser observados na Tabela (6.8).

Tabela 6.8: Resultado para o sistema de poligeração com a presença do sistema PV/T em circuito aberto

Produtos	Presente trabalho (1º Cenário)	Presente trabalho (2º Cenário)	Demanda da fábrica	Fração de demanda atendida
Energia elétrica	1329,76 MWh	1394,60 MWh	24230MWh	5,75%
Energia térmica (frio)	306,77 MWh	306,77MWh	303,264MWh	101,15%
Vapor	0,998Ton/h	1,029Ton/h	7 Ton/h	14,7%

Os resultados apresentados na Tabela (6.8) mostraram que a inserção do sistema PV/T e do tanque de armazenamento térmico contribuem para o atendimento da demanda da fábrica. Comparando este cenário com o apresentado anteriormente na Tabela (6.7) obteve-se um aumento de 4,87% na produção de energia elétrica ao longo do ano e um aumento de 3,1% na produção de vapor. O atendimento a demanda da fábrica passou então a ser de 5,75% e 14,7% para energia elétrica e vapor respectivamente. Observando do ponto de vista da economia de combustível, com o pré-aquecimento da água de entrada da caldeira, obteve-se uma redução de até 1,84% ao ano no consumo de gás natural, quando mantida a produção de vapor fixada nos parâmetros do cenário 1.

Na próxima análise foi avaliada a influência da temperatura de saída da água gelada na carga do motor, potência elétrica e na geração de vapor. Na Figura (6.7) foi apresentado o comportamento da carga do motor e da potência elétrica, quando fixada a geração de vapor em 0,286kg/s e variada a temperatura de saída de água gelada no evaporador.

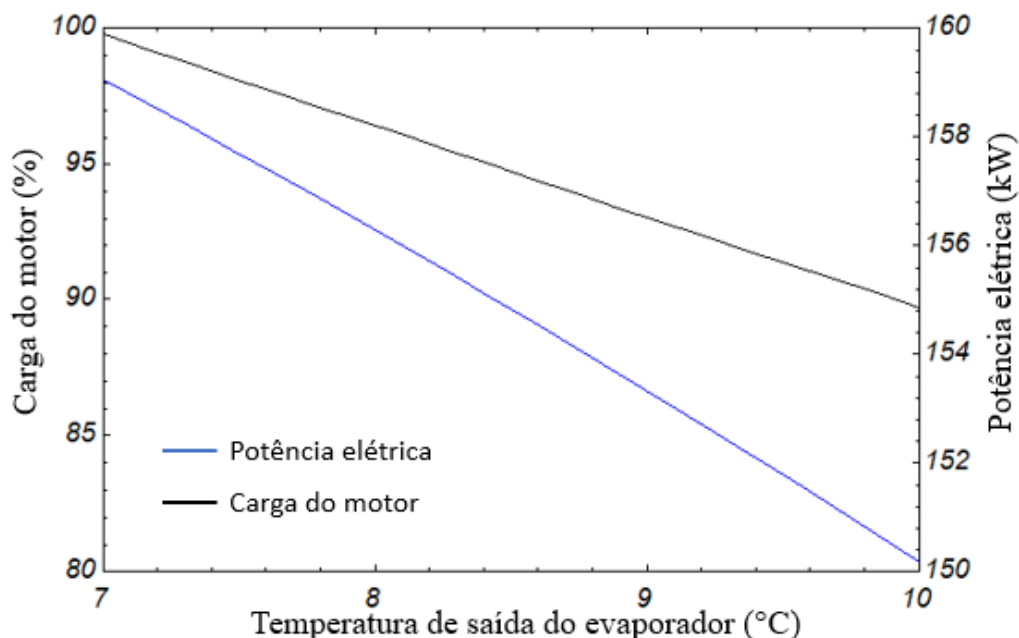


Figura 6.7: Relação entre a temperatura de saída do evaporador, potência elétrica e carga do motor para o cenário 2.

A Figura (6.7) mostrou que o aumento da temperatura da água gelada na saída do evaporador de 7°C para 10°C demandou uma carga do motor menor para a mesma produção de vapor, resultando em uma economia de combustível, porém como neste cenário foram inseridos os sistemas PV/T, a produção de potência elétrica, mesmo com a redução da carga, apresentou valores próximos aos apresentados no cenário 1, para o sistema operando em 100%.

No segundo estudo foi variado a temperatura da água gelada na saída do evaporador, porém a carga do motor foi mantida fixa em 100%, variando assim a taxa de geração de vapor. Os resultados para a geração de vapor e o valor da válvula VD são apresentados na Figura (6.8).

Os resultados apresentados na Figura (6.8) mostraram que o aumento da temperatura da água gelada, associada com uma carga fixa no motor-gerador, proporcionou um aumento na produção de vapor, uma vez que a válvula VD passou a direcionar mais gases de exaustão para a caldeira de recuperação. Foi possível obter um aumento de até 17,72% na produção de vapor.

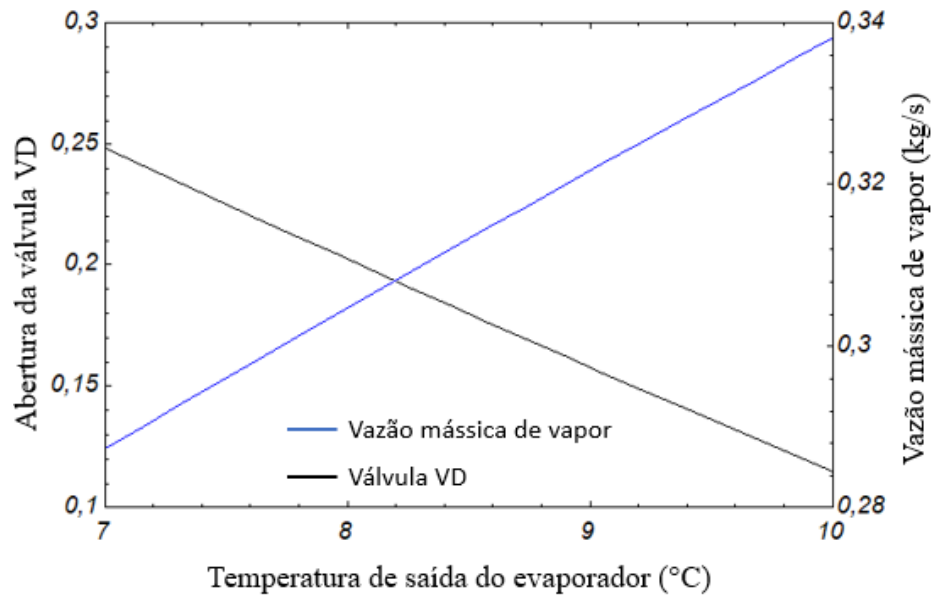


Figura 6.8: Relação entre a temperatura de saída do evaporador, vazão de vapor e abertura da válvula de distribuição para o cenário 2.

Na Figura (6.9) é apresentada a influência da carga do motor na geração de vapor e potência elétrica.

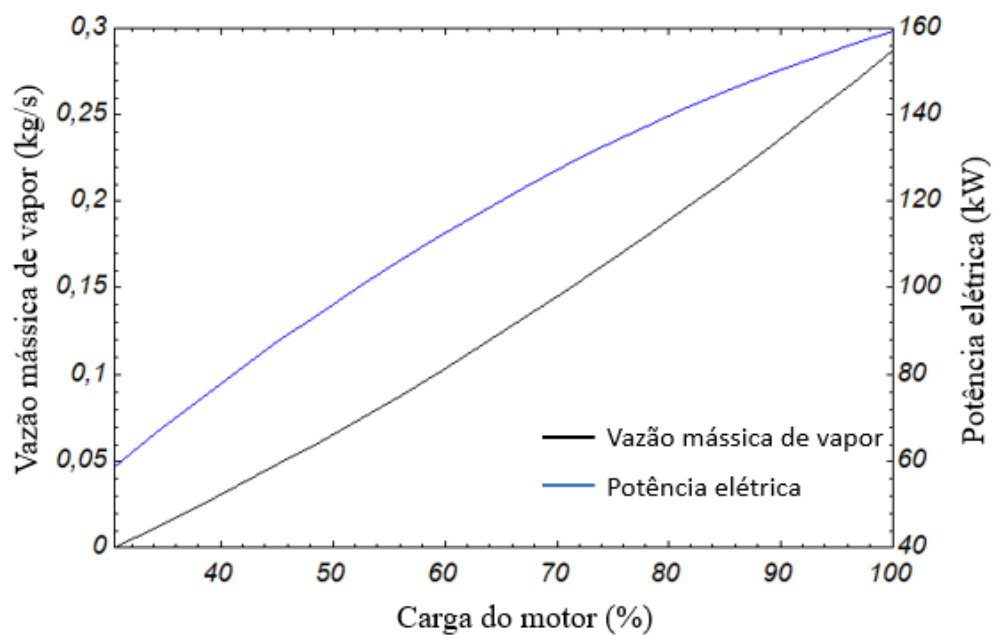


Figura 6.9: Relação entre a carga do motor, vazão de vapor e potência elétrica para o cenário 2.

Os resultados da Figura (6.9) mostraram que a variação da carga do motor de 30,44% (valor mínimo para acionamento do chiller) até 100% produz um resultado similar

ao apresentado no cenário 1, uma vez que a potência elétrica fornecida pelo sistema PV/T é constante. Porém devido à geração de energia elétrica do sistema PV/T, o sistema com carga de 30,44% é capaz de produzir 58,71kW de potência elétrica.

A última análise para este cenário é a variação da temperatura de arrefecimento do chiller de absorção. Para este estudo, a temperatura foi variada de 28°C – 34°C e os resultados podem ser observados na Figura (6.10).

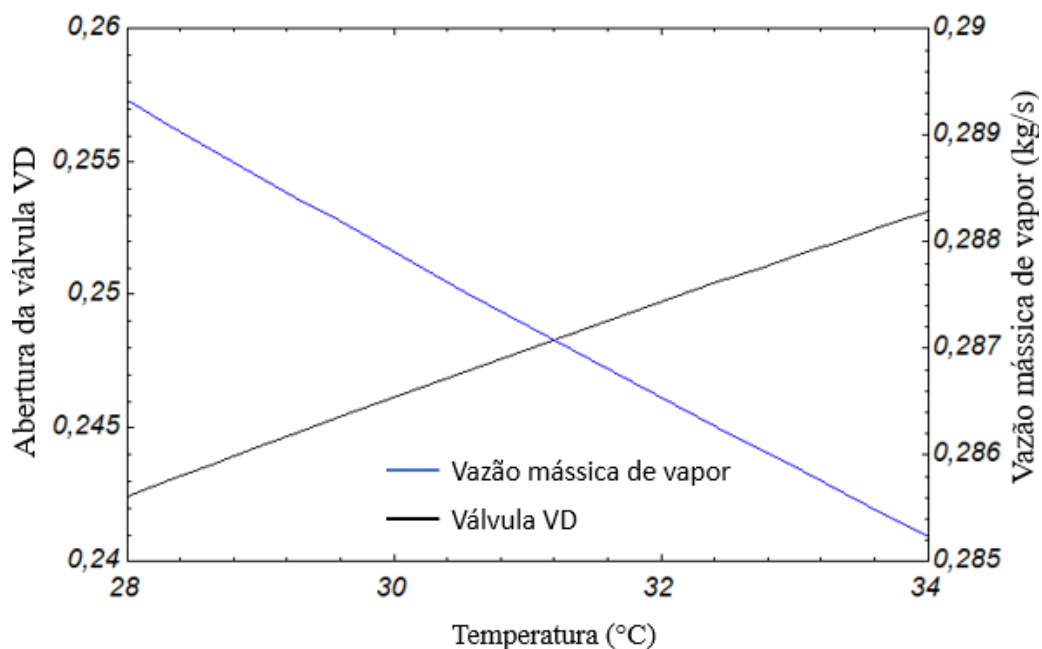


Figura 6.10: Relação entre a temperatura de arrefecimento, abertura da válvula VD e a geração de vapor.

A Figura (6.10) mostrou que o aumento na temperatura do fluido de arrefecimento na entrada do chiller de absorção influenciou pouco a geração de vapor do sistema de poligeração. O aumento da temperatura de 28°C para 34°C resultou em uma redução de 1,38% na geração de vapor, proporcionando assim uma boa margem para temperatura do fluido de arrefecimento.

6.3.3 Terceiro cenário (sistema de poligeração com módulo PV/T em circuito fechado)

No último cenário, o mesmo sistema utilizado no caso anterior será adotado, porém o fluido do sistema PV/T ao passar pelo reservatório térmico retornará em seguida para o módulo, como apresentado na Figura (6.11), retornando com uma temperatura maior que o caso anterior.

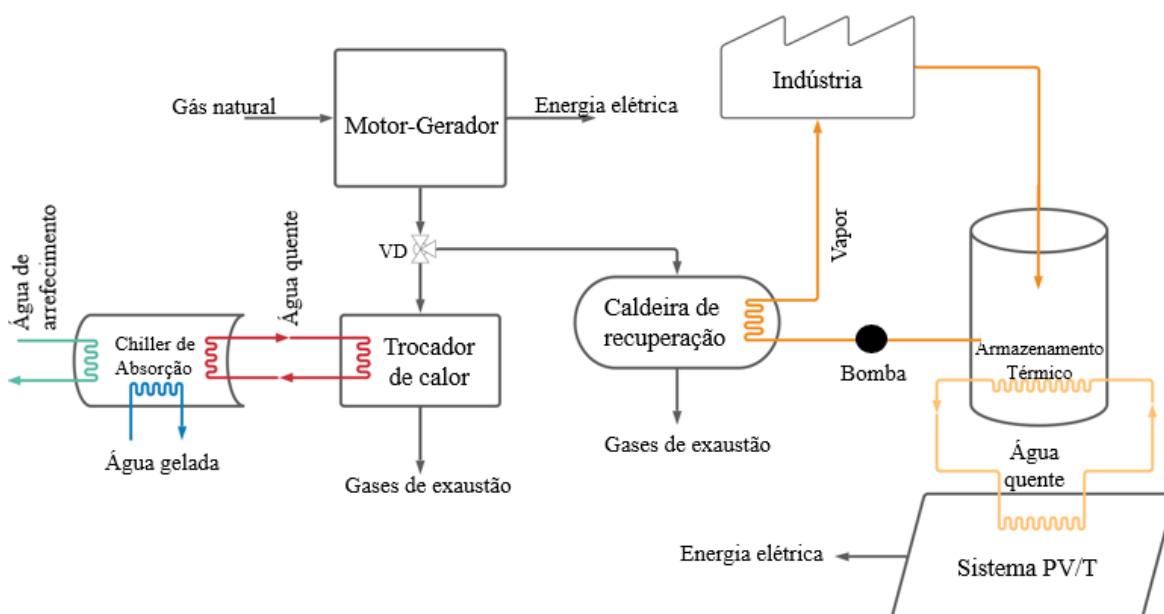


Figura 6.11: Configuração do sistema de poligeração para o cenário 3.

Assim como no primeiro cenário, o sistema de poligeração foi analisado de forma permanente, sendo assim, uma temperatura média do reservatório térmico no valor de 36,71°C e uma potência elétrica fornecida pelo sistema PV/T de 56,93W foram calculadas para cada um dos 145 módulos necessários para manter a temperatura no tanque igual ao valor calculado quando o sistema operar em 100% da capacidade. A análise neste cenário foi realizada para o motor-gerador e o chiller de absorção operando com 100% da capacidade. Os resultados são apresentados na Tabela (6.9).

Tabela 6.9: Resultados para o sistema de poligeração, com módulo PV/T em circuito fechado

Produtos	Presente trabalho (2º Cenário)	Presente trabalho (3º Cenário)	Demanda da fábrica	Fração de demanda atendida
Energia elétrica	1394,60MWh	1394,6MWh	24230MWh	7,25%
Energia térmica (frio)	306,77MWh	306,77MWh	303,264MWh	101,15%
Vapor	1,029Ton/h	1,044Ton/h	7 Ton/h	14,91%

Os resultados apresentados na Tabela (6.9) mostraram que a mudança proposta na configuração do sistema de poligeração não levou a um aumento na produção de energia elétrica. O ganho foi apresentado na produção de vapor, com um aumento de 1,45% quando comparado com o cenário 2. Porém, fixada a produção de vapor nos parâmetros apresentados no cenário 1, a economia de combustível chegou a 2,5%.

Na Figura (6.12) é apresentado o comportamento do sistema quando variada a temperatura da água gelada na saída do evaporador.

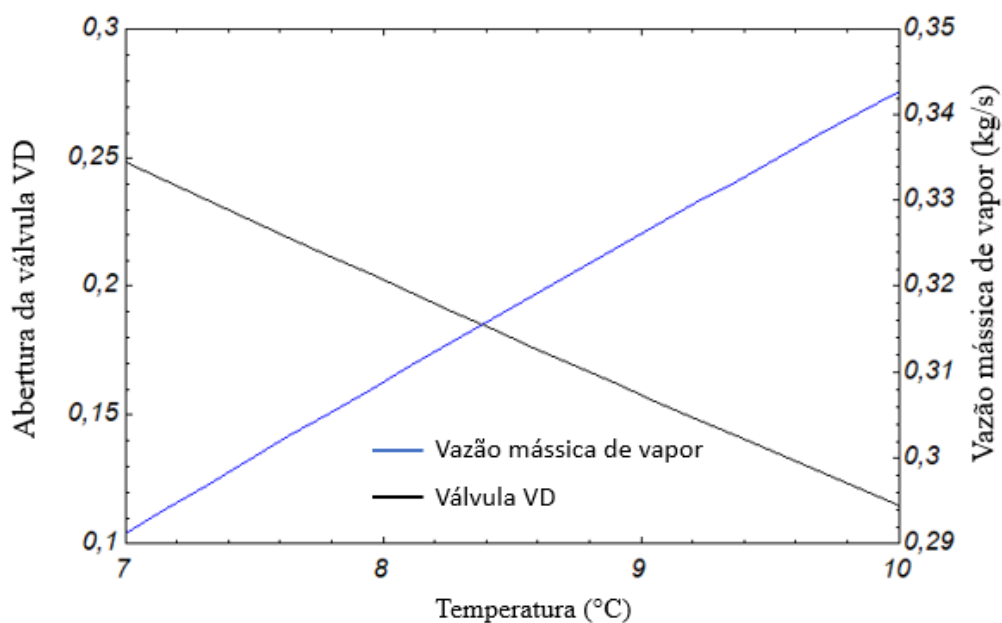


Figura 6.12: Relação entre a temperatura da água gelada, abertura da válvula VD e a geração de vapor.

Os resultados apresentados a Figura (6.12) mostraram que a elevação da temperatura levou a um maior direcionamento dos gases de exaustão para a caldeira de recuperação, levando a um aumento na geração de vapor, atingindo 0,3428kg/s.

Na Figura (6.13) foi apresentada a influência da variação da carga do motor na geração de vapor e na potência elétrica. Pôde-se observar que o aumento na carga do motor entre o valor mínimo para o acionamento do chiller de absorção (30,44%) até 100% levou a um resultado idêntico ao apresentado na Figura (6.9), para a potência elétrica, enquanto a produção de vapor apresentou um valor ligeiramente superior.

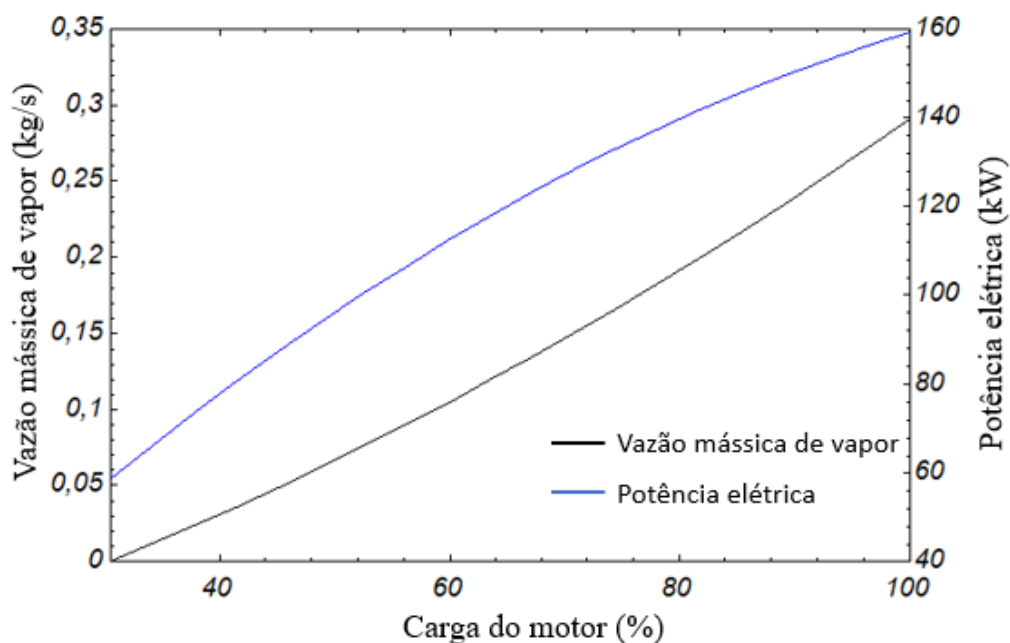


Figura 6.13: Relação entre a carga do motor, vazão de vapor e potência elétrica para o cenário 3.

6.3.4 Análise dos cenários

Os cenários mostraram que o ganho fornecido pela inserção do sistema PV/T ocorreu principalmente da demanda elétrica e de vapor. Como o número de módulos fotovoltaico/térmico foi dimensionado de acordo com a capacidade dos gases de exaustão do motor em produzir vapor nas condições especificadas, sua produção de energia elétrica

atendeu parcialmente a demanda elétrica. A produção de vapor, por outro lado, sofreu um aumento de 4,6% quando comparado com o cenário sem a presença do sistema PV/T. Essa produção de vapor poderia ser maior, caso o sistema fornecesse uma temperatura mais elevada na entrada da caldeira, temperatura esta que poderia ser alcançada com concentradores solares.

Analisando os cenários 2 e 3, a mudança na configuração do sistema promoveu um ganho apenas na geração de vapor (aumento de 1,45%), porém levar água quente do sistema PV/T para outras instalações da fábrica significaria um custo atrelado a distribuição e uma perda de parte desta energia térmica para o ambiente. Sendo assim, como não ocorreu uma perda na geração de energia elétrica no cenário 3 e foi possível um ganho na produção de vapor, esse seria o cenário mais indicado.

Por último, a realização das análises paramétricas permitiu observar que a variação da temperatura de arrefecimento influencia menos o sistema de poligeração que a variação da carga do motor e a temperatura de saída do evaporador. Esta variação da temperatura de saída da água gelada, por ser destinada a climatização de ambiente, pode ser utilizada na faixa de valores estudados, permitindo assim um ganho na produção de vapor e/ou economia de combustível.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÃO

A inclinação do sistema PV/T orientado ao sul, embora tenha apresentado uma irradiância mais elevada nos meses de verão, em sua média anual, o melhor desempenho ocorreu para o sistema orientado ao norte, com um valor 1,29% superior, levando-se em consideração a inclinação de 7,17°, porém esta diferença atingiu um valor de 5,86% para a inclinação em 30°. Sendo assim, pode-se concluir que para inclinações mais afastadas da horizontal, a perda devido a orientação deve ser levada em consideração.

A potência elétrica gerada pelo sistema PV/T segue o comportamento da irradiância, sendo o melhor desempenho para o sistema orientado ao norte e com inclinação de 7,17°, superando entre 0,07% e 12,45% os demais casos analisados.

De forma geral, o aumento do fluxo de água no interior do trocador de calor (aumento de 50%) leva a uma elevação da produção de potência elétrica pelo sistema devido a redução da temperatura das células fotovoltaicas na faixa de 1,6% - 1,83%.

Quando observada a potência térmica absorvida pelo sistema PV/T, conclui-se que entre as inclinações dos sistemas analisados, aquela que apresentou o melhor desempenho foi a de 7,17° orientada ao norte, com uma média de geração de 463,52W para uma vazão de 0,0075kg/s, superando em 3,06% o sistema com mesma orientação e inclinado ao sul e em 7,87% o sistema com mesma orientação e inclinação, mas com vazão de 0,005kg/s.

As melhores eficiências térmicas foram alcançadas para os meses de março e fevereiro, atingindo um valor máximo de 0,54 para o sistema com uma vazão de 0,005kg/s

e 0,57 para o sistema com uma vazão mássica de 0,0075kg/s. Por outro lado, as menores eficiências ocorreram sempre no mês de julho. Estes valores máximos e mínimos ocorreram devido aos fatores climáticos, temperatura e velocidade do vento.

Diferente da eficiência térmica, na eficiência elétrica a melhor eficiência ocorreu no mês de julho, devido as temperaturas mais baixas e com o sistema orientado ao sul. Foi alcançada uma eficiência elétrica de 0,1262 para o sistema orientado ao sul e com uma vazão de 0,005kg/s, enquanto a eficiência elétrica para uma vazão de 0,0075kg/s foi de 0,1284. Como o sistema perde eficiência com o aumento da temperatura, o mês de novembro foi o que apresentou a menor eficiência elétrica para todos os casos.

Pode-se concluir que o sistema de poligeração é capaz de satisfazer a demanda frigorífica do sistema para climatização, na sua totalidade e de forma parcial as demandas de energia elétrica e de vapor.

A inserção de 145 módulos PV/T com o circuito fechado possibilitou um aumento na geração de energia elétrica e de vapor em 4,87% e 4,6% respectivamente.

A adição do sistema PV/T permitiu o atendimento de 5,75% na demanda de energia elétrica e de 14,7% na produção de vapor, enquanto o sistema de poligeração sem o conjunto de módulos PV/T atendeu 5,48% da demanda de energia elétrica e 14,26% da demanda de vapor. O atendimento da demanda total poderia ser realizado por meio do aumento do número de motores e módulos PV/T.

Quando mantida a produção de vapor no mesmo valor que o sistema de poligeração sem o módulo PV/T, uma economia de combustível de até 2,5% pode ser obtida para o sistema PV/T em circuito fechado, enquanto o sistema com o circuito aberto permitiu uma economia de 1,84%.

Por último, pode-se concluir que a variação da temperatura de arrefecimento influencia menos o sistema de poligeração que a variação da carga do motor e a temperatura de saída do evaporador. Como a água gelada é destinada a climatização de ambiente, pode ser utilizada na faixa de valores estudados, permitindo assim um ganho na produção de vapor e/ou economia de combustível.

Como sugestões para trabalhos futuros, têm-se:

- Estudar a inserção de concentradores solares no sistema de poligeração, aumentando a produção de vapor;
- Inserir um chiller de absorção de duplo efeito para a geração de água gelada;
- Realizar estudo de viabilidade econômica do sistema de poligeração;
- Analisar o sistema PV/T em ferramentas de Fluidodinâmica computacional, tratando o sistema de forma tridimensional;
- Analisar qual o ângulo ideal de inclinação de um sistema PV/T;
- Estudar diferentes configurações do coletor solar na face posterior do módulo;
- Estudar a implementação dos sistemas PV/T no processo de dessalinização de água.

REFERÊNCIAS

ALCÂNTARA, S. C. S. **ANÁLISE ENERGÉTICA E FINANCEIRA DE UM SISTEMA DE TRIGERAÇÃO DE ENERGIA**. [s.l.] UFPE, 2019.

ASAE, S. R.; UGURSAL, V. I.; BEAUSOLEIL-MORRISON, I. Techno-economic evaluation of internal combustion engine based cogeneration system retrofits in Canadian houses - A preliminary study. **Applied Energy**, v. 140, p. 171–183, 2015a.

ASAE, S. R.; UGURSAL, V. I.; BEAUSOLEIL-MORRISON, I. An investigation of the techno-economic impact of internal combustion engine based cogeneration systems on the energy requirements and greenhouse gas emissions of the Canadian housing stock. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 505–518, 2015b.

ATANASOAE, P. The efficient use of natural gas in cogeneration applications for small consumers. **Procedia Manufacturing**, v. 46, p. 364–369, 2020.

BERGMAN, T. L. et al. **FUNDAMENTOS DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA**. 7. ed. [s.l.] LTC, 2014.

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 and Solar Cells**, v. 103, p. 184–193, 2012.

CALISE, F. et al. Energy and economic analysis of a small hybrid solar-geothermal trigeneration system: A dynamic approach. **Energy**, v. 208, p. 118295, 2020.

CALISE, F.; D'ACCADIA, M. D.; VICIDOMINI, M. Optimization and dynamic analysis of a novel polygeneration system producing heat, cool and fresh water. **Renewable Energy**, v. 143, p. 1331–1347, 2019.

CHOW, T. T. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology. **Applied Energy**,

v. 87, n. 2, p. 365–379, 2010.

COPERGÁS. **COMPOSIÇÃO E PROPRIEDADES.** Disponível em: <<https://www.copergas.com.br/produtos/>>. Acesso em: 22 mar. 2021.

DEL AMO, A. et al. Analysis and optimization of a heat pump system coupled to an installation of PVT panels and a seasonal storage tank on an educational building. **Energy and Buildings**, v. 226, p. 110373, 2020.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** quarta ed. New Jersey: Wiley, 2013. v. 2013

EPE. Balanço Energético Nacional 2020. **Rio de Janeiro : EPE**, p. 7–295, 2020.

FENG, P. H.; ZHAO, B. C.; WANG, R. Z. Thermophysical heat storage for cooling, heating, and power generation: A review. **Applied Thermal Engineering**, v. 166, n. November 2019, p. 114728, 2020.

FUDHOLI, A. et al. Performance analysis of photovoltaic thermal (PVT) water collectors. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 641–651, 2014.

GOVINDASAMY, P. K.; RAJAGOPAL, S.; CORONAS, A. Integrated polygeneration system for coastal areas. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 20, n. January, p. 100739, 2020.

HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Applications of Absorption Chillers and Heat Pumps.** [s.l: s.n.].

HU, M. et al. A parametric study on the performance characteristics of an evacuated flat-plate photovoltaic/thermal (PV/T) collector. **Renewable Energy**, n. xxxx, 2020.

Jl, J. et al. Experimental investigation of tri-functional photovoltaic/thermal solar collector. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 650–656, 2014.

JIANG, R. et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of polygeneration system based on advanced adiabatic compressed air energy storage system. **Energy Conversion and Management**, v. 229, n. September 2020, p. 113724, 2021.

KASAEIAN, A. et al. Solar-driven polygeneration systems: Recent progress and outlook. **Applied Energy**, v. 264, n. March, p. 114764, 2020.

KOÇAK, B.; FERNANDEZ, A. I.; PAKSOY, H. Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects. **Solar Energy**, v. 209, n. March, p. 135–169, 2020.

KONG, R. et al. Performance and economic evaluation of a photovoltaic/thermal (PV/T)-cascade heat pump for combined cooling, heat and power in tropical climate area. **Journal of Energy Storage**, v. 30, n. April, p. 101507, 2020.

LIMA, A. A. S. et al. Energetic analysis of an absorption chiller using NH₃/LiNO₃ as an alternative working fluid. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 36, n. 2, p. 1061–1073, 2019.

LIMA, A. A. S. et al. Absorption Refrigeration Systems Based on Ammonia as Refrigerant Using Different Absorbents: Review and Applications. **Energies**, v. 14, n. 1, p. 48, 2020.

MEHR, A. S. et al. Polygeneration systems based on high temperature fuel cell (MCFC and SOFC) technology: System design, fuel types, modeling and analysis approaches. **Energy**, v. 228, p. 120613, 2021.

MENDECKA, B.; TRIBIOLI, L.; COZZOLINO, R. Life Cycle Assessment of a stand-alone solar-based polygeneration power plant for a commercial building in different climate zones. **Renewable Energy**, v. 154, p. 1132–1143, 2020.

MOREIRA, J. R. S. **ENERGIAS RENOVÁVEIS, GERAÇÃO DISTRIBUIDA E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

OCHOA, A. A. V. **ANÁLISE EXERGOECONÔMICA DE UM CHILLER DE ABSORÇÃO DE 10TR INTEGRADO A UM SISTEMA DE MICROGERAÇÃO COM MICROTURBINA A GÁS DE 30 KW**. [s.l.] UFPE, 2010.

OCHOA, A. A. V. et al. The influence of the overall heat transfer coefficients in the dynamic behavior of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H₂O. **Energy Conversion and Management**, v. 136, p. 270–282, 2017.

OSPINA, L. M. R. **MODELAGEM E ANÁLISE DE UM COLETOR FOTOVOLTAICO TÉRMICO**. [s.l.] UFPB, 2016.

PANG, W. et al. Experimental effect of high mass flow rate and volume cooling on performance of a water-type PV/T collector. **Solar Energy**, v. 188, n. June, p. 1360–1368,

2019.

PARK, C. et al. Effect of natural gas composition and gas interchangeability on performance and emission characteristics in an air–fuel controlled natural gas engine. **Fuel**, v. 287, n. September 2020, p. 119501, 2021.

PARTHIBAN, A. et al. Effects of operational and environmental parameters on the performance of a solar photovoltaic-thermal collector. **Energy Conversion and Management**, v. 205, n. December 2019, 2020.

PBGÁS. **Composição**. Disponível em: <https://www.pbgas.com.br/?page_id=195>. Acesso em: 22 mar. 2021.

QUEIROZ, D. F. **Avaliação Teórico - Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção Acoplado a uma Unidade de Microcogeração**. [s.l.] UFPB, 2013.

RABL, A. **Active Solar Collectors and Their Applications (Ox-ford U. Press, New York)**. [s.l: s.n.].

RIVERA-ALVAREZ, A. et al. Comparative analysis of natural gas cogeneration incentives on electricity production in Latin America. **Energy Policy**, v. 142, n. March, p. 111466, 2020.

ROUT, A. et al. Energy, exergy, and economic analysis of an off-grid solar polygeneration system. **Energy Conversion and Management**, v. 238, n. February, p. 114177, 2021.

RUBIO, C.; UCHE, J.; DEJO, N. Optimization of desalted water production in a poligeneration scheme for the tourist sector. **Desalination**, v. 223, n. 1–3, p. 464–475, 2008.

SHAHZAMANIAN, B. et al. Thermal and electrical performance assessment of a solar polygeneration system. **Energy Reports**, v. 6, p. 725–731, 2020.

SPEIGHT, J. G. **Handbook of Natural Gas Analysis**. 1^a ed. [s.l.] Wiley, 2018.

SUN, K. et al. Comprehensive evaluation of concentrated solar collector and Organic Rankine cycle hybrid energy process with considering the effects of different heat transfer fluids. **Energy Reports**, v. 7, p. 362–384, 2021.

URNS, S. R. **Introdução a Combustão: Conceitos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: McGRAW HILL Education, 2013.

VAISHAK, S.; BHALE, P. V. Investigation on the effect of different backsheets materials on performance characteristics of a photovoltaic/thermal (PV/T) system. **Renewable Energy**, v. 168, p. 160–169, 2021.

VAZINI MODABBER, H.; KHOSHGOFTAR MANESH, M. H. Optimal exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental design of polygeneration system based on gas Turbine-Absorption Chiller-Solar parabolic trough collector units integrated with multi-effect desalination-thermal vapor compressor- reverse osmosis de. **Renewable Energy**, v. 165, p. 533–552, 2021.

VILLALVA, M. G. **ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA: CONCEITOS E APLICAÇÕES SISTEMAS ISOLADOS E CONECTADOS À REDE**. 2. ed. [s.l.] érica| Saraiva, 2012.

WANG, Z.; BUI, Q.; ZHANG, B. The relationship between biomass energy consumption and human development: Empirical evidence from BRICS countries. **Energy**, v. 194, p. 116906, 2020.

WEGENER, M. et al. Techno-economic optimization model for polygeneration hybrid energy storage systems using biogas and batteries. **Energy**, v. 218, p. 119544, 2021.

XI, Z.; ESHAGHI, S.; SARDARI, F. Energy, exergy, and exergoeconomic analysis of a polygeneration system driven by solar energy with a thermal energy storage tank for power, heating, and freshwater production. **Journal of Energy Storage**, v. 36, n. September 2020, p. 102429, 2021.