



Programa de Pós-Graduação em Engenharia
de Recursos Naturais da Amazônia

**ANÁLISE ENERGÉTICA, EXERGÉTICA E TECNOECONÔMICA
DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR BASEADO NA
REGULAÇÃO NATURAL DA ENERGIA SOLAR EM CONDIÇÕES
CLIMÁTICAS DA AMAZÔNIA**

Elson Costa Dos Santos

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia, PRODERNA/ITEC, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais.

Orientador: Prof. Dr. Wilson Negrão Macêdo

Belém- PA

2023

**ANÁLISE ENERGÉTICA, EXERGÉTICA E TECNOECONÔMICA DE UM
SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR BASEADO NA REGULAÇÃO
NATURAL DA ENERGIA SOLAR EM CONDIÇÕES CLIMÁTICAS DA
AMAZÔNIA**

Elson Costa dos Santos

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS DA AMAZÔNIA (PRODERNA/ITEC) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS.

Aprovada por:

Prof. Dr. Wilson Negrão Macêdo
(PRODERNA/ UFPA- Orientador)

Prof. Dr. Emanuel Negrão Macêdo
(PRODERNA/ UFPA- Membro)

Prof. Dr. Claudio José Cavalcante
Blanco
(PRODERNA/ UFPA- Membro)

Prof. Dr. Luís Guilherme Monteiro
Oliveira
(DEE/ PUC-MG - Membro Externo)

Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres
(LEN/ UFBA – Membro Externo)

BELÉM, PA – BRASIL

2023

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

S237a Santos, Elson Costa dos.
Análise energética, exergética e tecnoeconômica de um sistema de condicionamento de ar baseado na regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia / Elson Costa dos Santos. — 2023.
xvii, 142 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Wilson Negrão Macêdo
Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais na Amazônia, Belém, 2023.

1. Sistema fotovoltaico. 2. Sistema de condicionamento de ar. 3. Análise exergética. 4. Refrigeração solar. 5. Análise tecnoeconômica. I. Título.

CDD 621.042

*Dedico este trabalho a Deus, à minha
querida esposa e à minha família.*

AGRADECIMENTOS

A Deus pelas infinitas bênçãos e desafios superados ao longo da vida.

À minha esposa Suellen Santos pelo amor, paciência, carinho e apoio em todos os momentos.

À minha mãe Zumira pelos cuidados, incentivos e conhecimentos transmitidos.

Aos meus irmãos Zulema e Elton Santos pelo companheirismo e incentivo.

Ao meu padrasto Ozeas pela amizade e cuidados demonstrados comigo e com os meus irmãos.

Ao meu orientador professor Dr. Wilson Negrão Macêdo pelo grande incentivo, paciência, dedicação e por direcionar este trabalho da melhor maneira possível.

Ao professor Dr. Emanuel Negrão Macêdo pelas orientações e conhecimentos transmitidos.

Aos amigos do Senai e do IFPA que torceram por mim durante a caminhada.

Ao Diretor do Senai Getúlio Vargas, Welson Correa e aos coordenadores pela compreensão, apoio e flexibilidade para que eu pudesse realizar este trabalho.

Resumo da Tese apresentada ao PRODERNA/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais (Dr. Eng.)

ANÁLISE ENERGÉTICA, EXERGÉTICA E TECNOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR BASEADO NA REGULAÇÃO NATURAL DA ENERGIA SOLAR EM CONDIÇÕES CLIMÁTICAS DA AMAZÔNIA

Elson Costa dos Santos

Setembro/2023

Orientador: Prof. Dr. Wilson Negrão Macêdo

Área de Concentração: Uso e Transformação de Recursos Naturais

Este trabalho investiga o comportamento de um sistema de condicionamento de ar fotovoltaico, sem baterias ou conexão à rede elétrica, operando de acordo com a regulação natural da energia solar, em condições climáticas da Amazônia, uma região com desafios energéticos significativos, onde em muitas localidades, crianças, adolescentes, adultos e idosos vivem sem um dos principais insumos para o desenvolvimento das atividades produtivas, educacionais, de lazer e até mesmo de subsistência. Os resultados da simulação indicam que um sistema alimentado por um gerador fotovoltaico de 1400 Wp pode manter condições de conforto térmico, com temperaturas entre 20 °C e 26 °C e umidade relativa entre 40% e 80%, por quase metade do tempo de operação e sem nenhum controle ativo. Análises exergéticas revelam variações de eficiência e irreversibilidade dos componentes ao longo do dia, com maior impacto no sistema fotovoltaico, seguido pelo compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão. Além disso, a análise econômica mostra que a implementação desses sistemas em paralelo a sistemas alimentados pela rede elétrica convencional pode reduzir o consumo de energia da rede em 60,76%, e tem forte relação com o valor da tarifa praticada pela concessionária de energia. Por fim, a pesquisa demonstra o uso de sistemas de condicionamento de ar fotovoltaicos como uma solução sustentável para o resfriamento, mostrando sua eficácia com a regulação natural da energia solar e sua contribuição econômica na redução do consumo de energia não renovável.

Palavras-chave: Sistema fotovoltaico, Sistema de condicionamento de ar, Análise exergética, Refrigeração solar, Análise tecnoeconômica.

Abstract of the Thesis presented to PRODERNA / UFPA as part fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Natural Resource Engineering (D. Eng.)

**ENERGY, EXERGY AND TECHNOECONOMIC ANALYSIS OF AN AIR
CONDITIONING SYSTEM BASED ON THE NATURAL REGULATION OF
SOLAR ENERGY IN AMAZON CLIMATE CONDITIONS**

Elson Costa dos Santos

September/2023

Advisor: Prof. Dr. Wilson Negrão Macêdo

Area of Concentration: Use and Transformation of Natural Resources

This work investigates the behavior of a photovoltaic air conditioning system, without batteries or connection to the electrical grid, operating according to the natural regulation of solar energy, in climatic conditions in the Amazon, a region with significant energy challenges, where in many locations, children, adolescents, adults and the elderly live without one of the main inputs for the development of productive, educational, leisure and even subsistence activities. The simulation results indicate that a system powered by a 1400 Wp photovoltaic generator can maintain thermal comfort conditions, with temperatures between 20 °C and 26 °C and relative humidity between 40% and 80%, for almost half of the operating time. and without any active control. Exergy analyses reveal variations in efficiency and irreversibility of components throughout the day, with the greatest impact on the photovoltaic system, followed by the compressor, condenser, evaporator, and expansion valve. Furthermore, the economic analysis shows that the implementation of these systems in parallel to systems powered by the conventional electrical grid can reduce grid energy consumption by 60.76%, and is strongly related to the tariff charged by the energy concessionaire. Finally, the research demonstrates the use of photovoltaic air conditioning systems as a sustainable solution for cooling, showing its effectiveness with the natural regulation of solar energy and its economic contribution to reducing the consumption of non-renewable energy.

Keywords: Photovoltaic system, Air conditioning system, Exergy analysis, Solar cooling, Techno-economic analysis.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABELAS.....	xiv
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS	xv
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO.....	3
1.2 OBJETIVOS	4
1.2.1 Objetivo Geral.....	4
1.2.2 Objetivos Específicos.....	5
1.3 ORGANIZAÇÃO DA TESE	5
1.4 LIMITAÇÕES DO TRABALHO.....	6
1.5 INOVAÇÃO DO TRABALHO PARA O INCREMENTO DA LITERATURA E AVANÇO DA CIÊNCIA	6
1.6 REFERÊNCIAS	7
2 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR BASEADO NA REGULAÇÃO NATURAL DA ENERGIA SOLAR EM CONDIÇÕES CLIMÁTICAS DA AMAZÔNIA.....	9
2.1 INTRODUÇÃO.....	9
2.2 MÉTODO DE PESQUISA.....	13
2.2.1 Dados meteorológicos.....	13
2.2.2 Descrição do sistema de condicionamento de ar fotovoltaico	14
2.2.3 Ciclo de refrigeração para simulação.....	17
2.2.4 Energia produzida pelo gerador fotovoltaico	18
2.2.5 Obtenção da carga térmica do ambiente simulado.....	19
2.2.6 Estimativa da temperatura interna do ambiente	22
2.2.7 Estimativa da umidade relativa (UR) no interior do ambiente condicionado	23
2.2.8 Ferramenta computacional desenvolvida para a análise de desempenho do SCA- FV	25
2.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	26
2.3.1 Variação horária da potência produzida pelo gerador fotovoltaico	28

2.3.2	Variação horária da capacidade de resfriamento com os limites de operação do sistema comercial	29
2.4	CONCLUSÕES	39
2.5	REFERÊNCIAS	41
3	MODELAGEM COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR COM ACOPLAMENTO DIRETO	46
3.1	INTRODUÇÃO.....	46
3.1.1	Descrição do sistema.....	49
3.2	METODOLOGIA E ANÁLISE DO SISTEMA.....	51
3.2.1	Dados meteorológicos.....	51
3.2.2	Potência gerada pelo sistema fotovoltaico	52
3.2.3	Análise exergética do sistema fotovoltaico - FV	54
3.2.4	Formulação teórica para o sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor	56
3.2.5	Análise termodinâmica do sistema combinado.....	62
3.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	63
3.3.1	Variação horária da irradiância e temperatura ambiente.....	64
3.3.2	Balço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV).....	64
3.3.3	Variação horária da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV)	68
3.3.4	Variação da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) em função do aumento da irradiância medida.....	69
3.3.5	Variação horária da eficiência exergética	69
3.3.6	Variação horária do coeficiente de desempenho para o sistema combinado (SCA-FV)	70
3.3.7	Variação da eficiência exergética do sistema combinado.....	71
3.4	CONCLUSÕES	72
3.5	REFERÊNCIAS	74
4	ANÁLISE TECNOECONÔMICA DA OPERAÇÃO EM PARALELO DE CONDICIONADORES DE AR ALIMENTADOS PELA REDE E POR ENERGIA SOLAR, SEM ARMAZENAMENTO DE ENERGIA	78

4.1	INTRODUÇÃO.....	79
4.2	MATERIAL E MÉTODO.....	81
4.2.1	Características locais.....	81
4.2.2	Cenários de operação dos sistemas	83
4.2.3	Análise da demanda de resfriamento	85
4.2.4	Análise do SCA_{rede}	87
4.2.4	Análise do ciclo de refrigeração para simulação	88
4.2.5	Análise do SCA_{FV}	90
4.2.6	Estimativa da operação do SCA_{rede} em paralelo ao SCA_{FV} ($SCA_{rede//FV}$).....	92
4.2.7	Energia consumida pelo SCA	93
4.2.8	Fator Sazonal de Desempenho (FSD)	94
4.2.9	Fração Solar (FS)	94
4.2.10	Custos de energia.....	95
4.2.11	Análise tecnoeconômica	96
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	97
4.3.1	Análise do cenário I	97
4.3.2	Análise do cenário II	98
4.3.3	Análise do cenário III.....	99
4.3.4	Avaliação mensal do comportamento dos sistemas	101
4.3.5	Análise econômica	106
4.4	CONCLUSÕES	112
4.5	REFERÊNCIAS	114
5	PERCEPÇÕES A PARTIR DA TESE.....	118
5.1	PRODUTOS GERADOS A PARTIR DA TESE.....	118
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	118
6	APÊNDICE	119
6.1	ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA COMBINADO	119
6.1.1	Hipóteses utilizadas para a análise do sistema.....	120
6.1.2	Análises de volume de controle dos componentes.....	120
6.1.3	Programa desenvolvido no software EES	122
6.1.4	Validação comparativa do programa desenvolvido	125
6.2	PUBLICAÇÕES EM REVISTAS	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Configuração do sistema SCA-FV	15
Figura 2.2 - Diagramas P-h (Pressão - entalpia) e T-s (Temperatura - entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.	17
Figura 2.3 - Biblioteca do GEDAE.	20
Figura 2.4 - Planta baixa da biblioteca do GEDAE (dimensões em cm) utilizada no levantamento de carga térmica.	20
Figura 2.5 - Diagrama esquemático da serpentina de resfriamento do SCA.....	23
Figura 2.6 - Interface da ferramenta desenvolvida no EES.....	25
Figura 2.7 - Metodologia utilizada para análise do desempenho do SCA-FV.....	26
Figura 2.8 - Distribuição diária/horária da irradiância (G) no plano horizontal na cidade de Belém.....	27
Figura 2.9 - (i) Variação da irradiância, G e (ii) variação da temperatura externa, T_a , na cidade de Belém.....	27
Figura 2.10 - Variação horária da potência gerada pelo GFV, para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado.	28
Figura 2.11 - Variação horária da capacidade de resfriamento do SCA-FV (Q_L), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).....	29
Figura 2.12 - Variação horária da capacidade de resfriamento do SCA (Q_L) correspondente à potência demandada pelo compressor (W_{comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).....	31
Figura 2.13 - Variação da capacidade de resfriamento (Q_L) em função da potência demandada pelo compressor (W_{comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).	32
Figura 2.14 - Variação horária do coeficiente de desempenho (COP) do SCA-FV ($T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, $P_{FV}^0 = 1400\text{ Wp}$).....	33
Figura 2.15 - Variação horária da capacidade de condensação do SCA-FV (Q_H) correspondente à potência exigida pelo compressor (W_{Comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).....	34
Figura 2.16 - Variação horária da CT e irradiância em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado (valores de carga térmica obtidos a partir dos dados da Tabela 2.3, utilizando HAP 4.9).....	35
Figura 2.17 - Variação da temperatura interna (T_L) de acordo com a variação da capacidade de resfriamento do SCA-FV (Q_L), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($g_0 = 10,28$, $g_1 = -10,73$, $g_2 = 0,45$, $p_0 = 1$, $p_1 = -0,87$, $T_r = 23\text{ }^\circ\text{C}$).....	36
Figura 2.18 – Variação horária da umidade relativa (UR) do ambiente condicionado para os dias (a) ensolarado e (b) nublado.	37

Figura 2.19 - Condições de conforto térmico para o ambiente interno.	38
Figura 3.1 – Configuração do sistema SCA-FV.....	50
Figura 3.2 - Diagrama P-h (Pressão - entalpia) e T-s (Temperatura-entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.	58
Figura 3.3 – Variação horária da irradiância (G) e temperatura ambiente (T_a) para um dia ensolarado e para um dia nublado referentes à cidade de Belém – Pa.	64
Figura 3.4 – Balanço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV) para o dia ensolarado ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	65
Figura 3.5 – Balanço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV) para o dia nublado ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	66
Figura 3.6 – Percentual da irreversibilidade em cada componente em relação ao total de irreversibilidade no sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b).	66
Figura 3.7 – Variação horária da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	68
Figura 3.8 – Variação da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b), com o aumento da irradiância ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	69
Figura 3.9 – Variação horária da eficiência exergética para o SCA, FV e para o sistema combinado sys, para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	70
Figura 3.10 – Variação horária do coeficiente de desempenho para o sistema combinado (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $T_L(Ens) = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_L(Nu) = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	71
Figura 3.11 – Variação da eficiência exergética do sistema combinado ($\eta_{Ex,sys}$) para diferentes temperaturas de evaporação para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ Wp}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $T_L(Ens) = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_L(Nub) = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).	72
Figura 4.1 - Localização do GEDAE.....	81
Figura 4.2 - Irradiação média diária para a cidade de Belém.	82
Figura 4.3 - Irradiância média horária mensal para a cidade de Belém.	83
Figura 4.4 - Temperatura ambiente média horária mensal para a cidade de Belém.....	83
Figura 4.5 - Configuração do sistema em estudo.	84
Figura 4.6 - Orientação do espaço condicionado.	86
Figura 4.7 - Diagrama esquemático do SCA_{rede}	87
Figura 4.8 - T-s (Temperatura - entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.	88
Figura 4.9 - Diagrama esquemático do SCA_{FV}	90
Figura 4.10 - Variação horária da $Q_{L,SCA,rede}$ e $W_{e,SCA,rede}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b). ($T_L = 23^\circ\text{C}$)	98
Figura 4.11 - Variação horária da $Q_{L,SCA,FV}$ e $W_{e,SCA,FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).	99

Figura 4.12 - Variação horária da $Q_{L_SCA,FV}$ e $Q_{L_SCA,rede//FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).	100
Figura 4.13 - Variação horária da $W_{e_SCA,FV}$ e $W_{e_SCA,rede//FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).	101
Figura 4.14 - Energia consumida $E_{SCA,rede}$ (elétrica) e produzida $Q_{SCA,rede}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,rede}$	102
Figura 4.15 - Energia consumida $E_{SCA,FV}$ (elétrica) e extraída do ambiente $Q_{SCA,FV}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,FV}$	103
Figura 4.16 - Energia consumida $E_{SCA,rede//FV}$ (elétrica) e extraída do ambiente $Q_{SCA,rede//FV}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,rede//FV}$	104
Figura 4.17 - Fração Solar de contribuição mensal para o condicionamento do ambiente.	105
Figura 4.18 - Variação mensal do custo da energia para o SCA_{rede} e para o $SCA_{rede//FV}$ (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh).	106
Figura 4.19 - Contribuição anual de componentes de custos dos sistemas.	108
Figura 4.20 - Contribuição de custos durante a vida útil total dos componentes.	109
Figura 4.21 - Razão de custos dos sistemas SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$ em função da tarifa de energia elétrica.	110
Figura 4.22 - Custo total dos sistemas em função da tarifa de energia.	111
Figura 4.23 - Tempo de retorno do investimento (payback) dos sistemas, em anos.	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Especificações Técnicas dos instrumentos HC2S3 e CMP6.....	14
Tabela 2.2 – Especificações técnicas do sistema de condicionamento de ar	16
Tabela 2.3 - Lista de cargas fornecida pelo HAP 4.9	21
Tabela 2.4 - Coeficientes normalizados da função de transferência	23
Tabela 3.1 - Especificações do módulo fotovoltaico KC175GT (Fonte - Kyocera)	50
Tabela 3.2 - Especificações Técnicas do sistema de condicionamento de ar.....	51
Tabela 3.3 - Especificações Técnicas dos instrumentos HC2S3 e CMP6.....	52
Tabela 3.4 - Condições de operação do sistema de condicionamento de ar.....	57
Tabela 4.1 - Especificações do módulo fotovoltaico KC175GT.....	85
Tabela 4.2 - Especificações Técnicas do SCA inverter.....	85
Tabela 4.3 – Fontes de carga térmica da biblioteca.....	86
Tabela 4.4 - Tarifa de Energia (R\$/kWh).....	95
Tabela 4.5 - Custos dos sistemas (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh [28])	96
Tabela 4.6 – Dados mensais para o SCA em diferentes cenários.....	105
Tabela 4.7 - Custos anualizados pelo método VAE (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh)	107

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

A	Área do gerador
$CE_{SCA,rede}$	Custo da energia demandada pelo sistema alimentado pela rede
$CE_{SCA,rede//FV}$	Custo da energia demandada pelo sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
COP	Coeficiente de desempenho
CT	Carga Térmica (W)
$C_{T_{t-i\Delta}}$	Carga térmica do ambiente simulado no tempo $t - i\Delta$, (W);
$c. c. - c. c.$	Corrente contínua para corrente contínua
$E_{SCA,rede}$	Energia consumida pelo sistema alimentado pela rede
$E_{SCA,FV}$	Energia consumida pelo sistema alimentado por energia solar
$E_{SCA,rede//FV}$	Energia consumida pelo sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
EES	Engineering Equation Solver
ESC	Controlador Eletrônico de Velocidades
Ex	Exergia (W)
$FSD_{SCA,rede}$	Fator sazonal de desempenho para o sistema alimentado pela rede
$FSD_{SCA,FV}$	Fator sazonal de desempenho para o sistema alimentado por energia solar
$FSD_{SCA,rede//FV}$	Fator sazonal de desempenho para o sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
FS	Fração solar
FV	Fotovoltaico
G	Irradiância incidente no plano do gerador (W/m^2)
GFV	Gerador fotovoltaico
$GEDAE$	Grupo de Estudos e Desenvolvimento de Alternativas Energéticas
h	Entalpia específica (kJ/kg)
HAP	Hourly Analysis Program

h_{ca}	Coeficiente de transferência de calor(W/m ² K)
I	Corrente elétrica (A)
I_m	Corrente do ponto de máxima potência (A)
I_r	Irreversibilidade (W)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
$NOCT$	Temperatura nominal de operação da célula
P	Pressão (kPa)
p_i, g_i	Coeficientes da função de transferência
Q_H	Capacidade de condensação (W)
Q_L	Capacidade de resfriamento (W)
$Q_{L_SCA,rede}$	Capacidade de resfriamento do sistema alimentado pela rede
$Q_{L_SCA,FV}$	Capacidade de resfriamento do sistema alimentado por energia solar
$Q_{L_SCA,rede//FV}$	Capacidade de resfriamento do sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
$Q_{SCA,rede}$	Energia térmica de resfriamento produzida pelo sistema alimentado pela rede
$Q_{SCA,FV}$	Energia térmica de resfriamento produzida pelo sistema alimentado por energia solar
$Q_{SCA,rede//FV}$	Energia térmica de resfriamento produzida pelo sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
s	Entropia (kJkg ⁻¹ K ⁻¹)
SCA	Sistema de condicionamento de ar
STC	Condição padrão de ensaio
t	Tempo
T_a	Temperatura ambiente (K)
TE	Tarifa de energia
T_L	Temperatura do ambiente condicionado (°C)
T_s	Temperatura do sol (K)
$UFPA$	Universidade Federal do Pará
V	Tensão elétrica (V)
V_m	Tensão do ponto de máxima potência (V)

W	Potência (W)
$W_{comp_SCA,rede}$	Potência do compressor para o sistema alimentado pela rede
$W_{comp_SCA,rede//FV}$	Potência do compressor para o sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
$W_{e_SCA,rede}$	Potência elétrica do sistema alimentado pela rede
$W_{e_SCA,FV}$	Potência elétrica do sistema alimentado por energia solar
$W_{e_SCA,rede//FV}$	Potência elétrica do sistema alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia solar
W_{FV}	Potência de saída do gerador fotovoltaico

SUBSCRITOS

0,1,2..4	Estados de referência
A	Ambiente
c	Célula solar
CI	Compressão isentrópica
CM	Compressor mecânico
$comp$	Compressor
$cond$	Condensador
CR	Ciclo de refrigeração
d	Destruída
e	Elétrico
ev	Evaporador
exp	Válvula de expansão
in	Entrada
oc	Circuito aberto
out	Saída
sc	Corrente de curto circuito
sys	Sistema combinado (FV - SCA)
$ther$	Térmica

LETRAS GREGAS

η	Eficiência
ψ	Exergia no estado específico

1 INTRODUÇÃO

De acordo com a EPE [1], a matriz energética brasileira difere bastante da matriz mundial, pois apesar do consumo de energia de fontes não renováveis ser maior do que o de renováveis, o Brasil utiliza mais fontes renováveis que no resto do mundo. Somando lenha e carvão vegetal, hidráulica, derivados de cana e outras, as renováveis do país totalizam 47,4%, ou seja, quase metade da matriz energética.

Ainda de acordo com a EPE [1], a matriz elétrica brasileira é ainda mais renovável do que a energética, isso porque grande parte da energia elétrica gerada no Brasil vem de usinas hidrelétricas, seguida da energia solar e eólica. Recentemente, de acordo com Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica [2], a energia solar tornou-se a segunda maior fonte de energia do Brasil. Os dados apontam que o país conta atualmente com 32 gigawatts (GW) de capacidade instalada, considerando a geração centralizada (projetos de grande porte) e a distribuída (instalações menores em telhados, fachadas e terrenos), representando 14,7% da matriz brasileira.

Diversas formas de integração de sistemas de energia solar fotovoltaica com sistemas térmicos, em especial os sistemas de condicionamento de ar, têm sido estudadas ao longo dos anos, com o objetivo de se obter sistemas híbridos baseados em energias renováveis [3] e contribuir com a redução do uso de combustíveis fósseis, responsáveis pelo aumento da temperatura média do planeta por meio do efeito estufa.

Dentre os diversos estudos realizados, Aguillar et al. [4] investigaram experimentalmente um equipamento de condicionamento de ar suprido por um sistema fotovoltaico, conectado à rede elétrica, com o objetivo de analisar as reais possibilidades de sua viabilidade técnica e econômica na utilização de sistemas fotovoltaicos, para fornecimento de energia a equipamentos de condicionamento de ar, sem baterias ou reguladores de carga, com a utilização de fonte de energia convencional para fornecer energia elétrica quando a energia fotovoltaica é insuficiente.

Outro estudo experimental sobre o desempenho de um sistema de condicionamento de ar híbrido, alimentado por energia solar fotovoltaica e utilizando a rede elétrica convencional como suporte, para resfriamento de escritórios durante o dia, foi conduzido na cidade de Kumasi – Gana, por Opoku et al. [5]. Estes estudos demonstraram o comportamento dos condicionadores de ar, alimentados por energia solar, quando tem-se uma fonte elétrica para suporte em momentos de baixa disponibilidade da irradiação solar,

porém não analisaram como os condicionadores poderiam operar, dependentes apenas da energia fotovoltaica, de acordo com a regulação natural do recurso solar.

Salilih e Birhane [6] propuseram um método para a análise e simulação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, suprido por energia solar, com compressor de velocidade variável de 48 V diretamente acoplado ao gerador fotovoltaico, em condições climáticas reais, onde demonstraram dentre outras variáveis, a variação horária na exergia do sistema de refrigeração, para temperaturas de evaporação e condensação de $-12,22$ °C e 49 °C, respectivamente. O trabalho desenvolvido por [6] demonstra o comportamento de um sistema de condicionamento de ar dependendo apenas da energia solar para o seu funcionamento, sem fontes elétricas para suporte, porém não aborda como a temperatura e a umidade relativa, que são fatores fundamentais para o conforto térmico dos ocupantes de um espaço climatizado ou para conservação de alimentos e outros materiais, são afetados com a variação horária da capacidade de resfriamento do sistema.

Outros trabalhos desenvolvidos recentemente evidenciaram o comportamento de condicionadores de ar supridos por energia solar fotovoltaica, juntamente com fontes convencionais de energia, para condições climáticas diversas e diferentes potências de geração, como em Li, Y. et al. [7], onde foi demonstrada a operação prática de um sistema de condicionamento de ar central, conectado à rede, e alimentado simultaneamente por energia solar fotovoltaica, para um prédio de escritórios no sul da China, onde analisaram a fração solar, fração solar líquida e a razão de energia excedente em diferentes padrões climáticos, como ensolarado, nublado e nublado com base na porcentagem de cobertura de nuvens.

No trabalho realizado por Li, Guoliang et al. [8] foi investigado um sistema de condicionamento de ar de 3 hp, com armazenamento térmico a partir de um reservatório, acoplado diretamente a um gerador fotovoltaico com diferentes potências de geração, utilizando um rastreador do ponto de máxima potência e sem utilização de baterias, onde os resultados experimentais mostraram uma operação confiável, além de grande melhoria na disponibilidade de energia solar.

Análises econômicas utilizando sistemas de condicionamento de ar supridos por energia solar também foram realizadas, a fim de comparar o custo de operação de condicionadores comuns com sistemas alimentados por energia solar, considerando fatores como investimento inicial, eficiência energética, custos de manutenção e fontes de energia disponíveis. O objetivo é determinar se a mudança para sistemas de energia solar é uma alternativa viável a longo prazo, tanto financeira quanto ambientalmente [9].

No entanto, uma análise envolvendo dois condicionadores de ar operando no mesmo ambiente, sendo um alimentado pela rede e outro por energia solar com acoplamento direto, é necessária para verificar o quanto o sistema alimentado por energia solar é capaz de influenciar na operação do condicionador alimentado pela rede, e com isso ajudar na redução do consumo de energia elétrica de fontes convencionais.

De modo geral, muitos trabalhos foram realizados no campo de sistemas de refrigeração alimentados por energia solar fotovoltaica, mas poucos são os que consideram o acoplamento direto dos sistemas, utilizando dados comerciais de engenharia para os componentes, e levando em consideração a flutuação da energia gerada para alimentação do compressor, por conta da oscilação dos níveis de irradiância e temperatura ambiente ao longo do dia, além de que os estudos já realizados em refrigeração solar, em sua maioria, não utilizaram uma análise exergética envolvendo o sistema combinado (Sistema de condicionamento de ar + Sistema de geração de energia solar fotovoltaica) para identificação da causa, localização e magnitude de várias irreversibilidades que ocasionam redução na eficiência geral do sistema.

Portanto, este trabalho propõe uma análise energética, exergética e tecnoeconômica de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente por um sistema fotovoltaico (SCA-FV), via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar, ou seja, sem controle ativo, em condições climáticas da Amazônia.

1.1 MOTIVAÇÃO

De acordo com a Agência Internacional de Energia [10], dentre os grandes consumidores de energia elétrica no mundo, o setor de edificações, incluindo residências, escritórios, lojas, hotéis, escolas e outros locais públicos e comerciais, responde direta e indiretamente por 40% da energia final consumida em todo o mundo, incluindo quase 55% da energia global de consumo elétrico, onde 60% dessa energia global é destinada aos sistemas HVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) e sistemas de aquecimento de água em edifícios, conforme apresentado em Atam [11].

A aplicação de energia solar fotovoltaica para alimentação de sistemas de condicionamento de ar, mostra-se interessante no intuito de promover a redução do uso de energia de fontes não renováveis, em um setor com grande demanda por energia elétrica.

Outra vantagem da aplicação de sistemas de condicionamento de ar alimentado por energia solar, em lugares de climas mais quentes, como a região Amazônica, está associada ao fato de que a maior demanda por resfriamento de ambientes ocorre nos horários do dia em que a disponibilidade de irradiância é máxima, conforme Kaushik et al [12]. Além do mais, de acordo com dados do Ministério de Minas e Energia e publicado em Cardoso [13], diferentemente da maioria das residências brasileiras, onde a eletricidade é considerada um recurso fundamental, em muitas localidades da Amazônia, crianças, adolescentes, adultos e idosos vivem sem um dos principais insumos para o desenvolvimento das atividades produtivas, educacionais e de lazer. Segundo estimativas do Ministério, cerca de 425 mil famílias ainda não têm acesso à energia elétrica.

Portanto, este trabalho conta com um potencial de análise comportamental de um sistema de condicionamento de ar, acoplado diretamente a um gerador fotovoltaico, quando não há um banco de baterias e nem rede elétrica de suporte para suprir o sistema, em momentos de flutuação da disponibilidade do recurso solar, em condições climáticas da Amazônia. Além disso, será realizada uma análise exérgica e tecnoeconômica do sistema combinado, para identificar a causa, localização e magnitude de várias irreversibilidades que ocasionam redução na eficiência geral do sistema, o que poderá proporcionar futuramente a otimização e viabilização de projetos práticos, que possam atender as demandas por sistemas de condicionamento de ar mais eficientes, movidos unicamente por energia renovável.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Realizar uma análise energética, exérgica e tecnoeconômica de um sistema de condicionamento de ar diretamente acoplado a um gerador fotovoltaico, baseado na regulação natural da energia solar, sem controle ativo, para dois perfis de irradiância diferentes, sem uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte, em condições climáticas da Amazônia.

1.2.2 Objetivos Específicos

A partir da simulação do sistema combinado, gerador fotovoltaico + sistema de condicionamento de ar (SCA-FV), com o funcionamento baseado na regulação natural da energia solar para dois perfis diferentes de irradiância, este trabalho visa:

- Determinar a potência produzida pelo gerador fotovoltaico (GFV), a capacidade de resfriamento do sistema de condicionamento de ar (SCA), o coeficiente de desempenho para o sistema combinado em função do tempo e da temperatura de evaporação, bem como a capacidade de condensação do SCA.
- Estimar a variação da temperatura interna e umidade relativa de um ambiente simulado, de acordo a variação da capacidade de resfriamento do sistema de condicionamento de ar ao longo do dia.
- Obter a variação horária da irreversibilidade para os componentes do sistema combinado (SCA-FV) e verificar os principais pontos de melhoria.
- Calcular a variação da eficiência exergética para o SCA, FV e para o sistema combinado ao longo do dia.
- Realizar uma análise tecnoeconômica do sistema proposto operando em paralelo a outro sistema alimentado normalmente pela rede elétrica convencional, para verificação da possibilidade de contribuição do SCA-FV para a economia no consumo de energia do sistema alimentado pela rede.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA TESE

De acordo com a resolução do PRODERNA nº 4.932, parágrafo terceiro, de 20 de junho de 2017, que diz respeito ao modo de apresentação da tese, este trabalho será estruturado no modo de agregação de artigos científicos, organizado em cinco capítulos principais, onde o Capítulo 1 apresenta a introdução ao tema, mostrando as pesquisas mais recentemente publicadas e que contribuíram diretamente para o desenvolvimento desta tese, assim como as principais contribuições deste trabalho para o campo do conhecimento abordado. O Capítulo 1 também apresenta a motivação e os objetivos gerais e específicos que levaram à realização deste estudo.

O Capítulo 2 apresenta o artigo I, onde é realizada uma análise energética do comportamento de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente a um gerador fotovoltaico, sem uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte, baseado na regulação natural da energia solar, para dois diferentes perfis de irradiância, em condições climáticas da Amazônia, onde são obtidos a potência gerada no GFV, as capacidades de resfriamento, condensação e coeficiente de desempenho do SCA, bem como a estimativa da variação da temperatura interna e umidade relativa de um ambiente ao longo do dia.

O Capítulo 3 faz a abordagem do artigo II, em que é realizada uma análise exérgica do sistema proposto no Capítulo 2, mostrando a variação da irreversibilidade para os componentes do sistema e como a eficiência exérgica em cada subsistema, isolado e combinado, é alterada ao longo do dia.

O Capítulo 4 apresenta o artigo III, mostrando uma análise tecnoeconômica do sistema proposto operando em paralelo a outro sistema alimentado normalmente pela rede elétrica convencional, onde será verificado a possibilidade de contribuição do SCA-FV para a economia no consumo de energia do sistema alimentado pela rede.

O Capítulo 5 mostra as percepções a partir do trabalho realizado, produtos gerados a partir da tese e sugestões para trabalhos futuros.

1.4 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

- O modelo proposto avaliou o desenvolvimento pleno do sistema combinado, ao longo do dia, sem interromper o seu funcionamento por limitações de potência gerada, devendo, em trabalhos futuros, ser implementado um controle mais rigoroso a partir da validação do modelo por dados experimentais.
- A carga térmica do ambiente simulado foi considerada estável ao longo do dia, sem levar em consideração a variação por meio da entrada e saída de ocupantes.

1.5 INOVAÇÃO DO TRABALHO PARA O INCREMENTO DA LITERATURA E AVANÇO DA CIÊNCIA

A partir do trabalho realizado foi possível obter uma percepção do comportamento de um sistema combinado (SCA-FV), levando em consideração somente a regulação natural

da energia solar ao longo do dia, ou seja, sem fontes adicionais de energia para suporte e sem nenhum controle ativo, como em outros trabalhos realizados na literatura. Além do mais, este trabalho demonstrou onde estão as maiores irreversibilidades a partir da análise dos componentes do sistema, podendo contribuir com futuros projetos de otimização desses componentes a fim de torná-los mais eficientes.

Após estudos experimentais para análise técnica e análise de viabilidade econômica, o sistema proposto poderá ser implementado em escolas, hospitais, centros comunitários, prédios públicos e indústrias e de inúmeras comunidades da Amazônia que não possuam acesso à rede elétrica convencional de abastecimento.

1.6 REFERÊNCIAS

- [1] EPE [Empresa de Pesquisa Energética]. Balanço Energético Nacional – Relatório síntese 2023, ano base 2022. Disponível em < https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-681/BEN_S%C3%ADntese_2023_PT.pdf > Acesso em: 28 de Jul. de 2023.
- [2] ABSOLAR, Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica. 2023. Disponível em: <<https://www.absolar.org.br/energia-solar-ja-representa-15-da-matriz-eletrica-do-pais/>> Acesso em: 31 jul. 2023.
- [3] Sansaniwal, Sunil Kumar; Sharma, Vashimant; Mathur, Jyotirmay. Energy and exergy analyses of various typical solar energy applications: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 82, p. 1576-1601, 2018.
- [4] Aguilar, F. J.; Aledo, S.; Quiles, P. V. Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid. *Applied Thermal Engineering*, v. 123, p. 486-497, 2017.
- [5] Opoku, R.; Mensah-darkwa, K.; Muntaka, A. Samed. Techno-economic analysis of a hybrid solar FV-grid powered air-conditioner for daytime office use in hot humid climates—a case study in Kumasi city, Ghana. *Solar Energy*, v. 165, p. 65-74, 2018.

- [6] Salilih, Elias M.; Birhane, Yilma T. Modelling and performance analysis of directly coupled vapor compression solar refrigeration system. *Solar Energy*, v. 190, p. 228-238, 2019.
- [7] Li, Y. et al. Performance study of a grid-connected photovoltaic powered central air conditioner in the South China climate. *Renewable energy*, v. 126, p. 1113-1125, 2018.
- [8] Li, Guoliang et al. Study on matching characteristics of photovoltaic disturbance and refrigeration compressor in solar photovoltaic direct-drive air conditioning system. *Renewable Energy*, v. 172, p. 1145-1153, 2021.
- [9] Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., Said, S. A. M., & Al-Qutub, A. M. Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1301-1310, 2016.
- [10] IEA, 2020, *Energy Technology Perspectives*. International Energy Agency, Paris, France. Accessed Sep. 18, 2021, <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2020>
- [11] Atam, Ercan. Current software barriers to advanced model-based control design for energy-efficient buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 73, p. 1031-1040, 2017.
- [12] Kaushik, S. C.; Hans, Ranjana; Manikandan, S. Theoretical and experimental investigations on solar photovoltaic driven thermoelectric cooler system for cold storage application. *International Journal of Environmental Science and Development*, v. 7, n. 8, p. 615, 2016.
- [13] Cardoso, Liane. Amazônia tem mais de 425 mil famílias sem energia elétrica. Site OECO, 2022. Disponível em: < <https://oeco.org.br/reportagens/amazonia-tem-mais-425-mil-familias-sem-energia-eletrica> >. Acesso em: 20 de Mai. de 2022.

2 ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR BASEADO NA REGULAÇÃO NATURAL DA ENERGIA SOLAR EM CONDIÇÕES CLIMÁTICAS DA AMAZÔNIA

Os sistemas de condicionamento de ar representam uma das principais demandas de eletricidade em edifícios residenciais, comerciais e industriais. O uso de um sistema de condicionamento de ar fotovoltaico (SCA-FV) representa uma aplicação atraente para essa demanda por motivos como preocupações ambientais e a correspondência entre a carga de resfriamento diurno e o recurso solar disponível. Um SCA-FV consiste em um gerador fotovoltaico (GFV) que alimenta um sistema de condicionamento de ar (SCA) por meio de conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidades, sem armazenamento de energia. Este sistema considera o ajuste natural da capacidade de resfriamento do SCA de acordo com a potência do gerador fotovoltaico (GFV). A modelagem do SCA, do GFV e da carga térmica (CT) possibilitou avaliar o desempenho do SCA-FV. Para isso, a CT de uma pequena biblioteca e um SCA alimentado por um GFV foram usados como estudo de caso. A capacidade instalada do GFV assume valores de 700, 1000 e 1400 Wp. Os resultados da simulação mostram que o SCA-FV com um GFV de 1400 Wp seria suficiente para regular a temperatura interna do ambiente, dentro dos padrões internacionais de conforto na faixa de 20 °C a 26 °C e umidade relativa entre 40% e 80%. De acordo com os dados obtidos nas simulações, foi possível concluir que o SCA-FV possui um grande potencial para ser utilizado no condicionamento de ar de outros ambientes em regiões com condições climáticas amazônicas.

Palavras-chave: Sistema fotovoltaico, Unidade de condicionamento de ar, Ferramenta computacional, Resfriamento solar.

2.1 INTRODUÇÃO

O setor de edificações está entre os maiores consumidores de eletricidade, responsável por cerca de 40% do total de eletricidade consumida no mundo, onde os sistemas de aquecimento, ventilação, ar condicionado e aquecimento de água representam quase 60% da energia global consumida em edifícios [1,2]. Na Europa, os edifícios comerciais e residenciais consomem 38,7% da energia total [3], enquanto nos Estados Unidos são

responsáveis por 40% do consumo [4]. Na China, é em torno de 23% do consumo total [5], enquanto no Brasil correspondem a 50% do total da eletricidade consumida [6].

A preocupação geral com a escassez de recursos energéticos, bem como os efeitos cada vez mais pronunciados das mudanças climáticas, exige o desenvolvimento de tecnologias mais sustentáveis que sejam substitutos garantidos do uso atual de combustíveis fósseis. A este respeito, observou-se que para algumas aplicações, principalmente no setor terciário, como escritórios, hotéis ou hospitais, a principal demanda térmica dos edifícios está diretamente relacionada com as horas de radiação solar que recebe e a energia térmica demandada vai em paralelo com a irradiância disponível. Essas características sugerem que a utilização de um sistema de condicionamento de ar que aproveite de uma forma ou de outra a irradiância e a utilize como fonte de energia primária pode retornar ótimos resultados [7].

A cidade de Belém, no estado brasileiro do Pará, possui um clima caracteristicamente quente e úmido, ou seja, clima equatorial devido à sua proximidade com o Equador. Alta precipitação e alta umidade estão associadas a altas temperaturas ao longo do ano, enquanto há uma pequena variação entre as temperaturas diurnas e noturnas. Os níveis de radiação solar que atingem os edifícios são muito elevados e, combinados com temperaturas exteriores superiores a 30 ° C, conduzem a situações de desconforto térmico [8].

Durante anos, várias soluções que combinam energia solar e sistemas de refrigeração têm sido estudadas, algumas delas desenvolvidas comercialmente. Talvez as tecnologias mais difundidas tenham sido os sistemas de absorção e adsorção, embora seus custos sejam muito mais elevados do que os sistemas convencionais de ar condicionado. Existem vários estudos [9,10], onde essas tecnologias são expostas e desenvolvidas com coletores solares de placa plana e tubos de vácuo solares como superfície de captação do recurso solar. Em Zhai et al. [11], foi apresentada uma revisão de diferentes sistemas de refrigeração por absorção que utilizam coletor solar como fonte de energia. Por outro lado, em Kim e Ferreira [12] as unidades de refrigeração solar de última geração foram investigadas. Outra opção é usar módulos fotovoltaicos para produzir a eletricidade que abastece o compressor de uma unidade de ar condicionado [13].

O trabalho detalhado em Fong et al. [14] descreveu um sistema de resfriamento por condensação de água que funciona por meio de uma torre de resfriamento utilizando unidades fan-coil internas e energia solar para acionar o sistema de compressor. Em Otanicar et al. [15], foi feita uma comparação entre diferentes sistemas de refrigeração que utilizam energia solar. Neste caso, a comparação foi feita entre módulos fotovoltaicos com baterias, reguladores e controladores inversores, versus um sistema térmico.

Lazzarin e Noro [16] consideraram diferentes sistemas de refrigeração e investigaram as alternativas mais promissoras quanto ao uso da energia solar para suprir a demanda de refrigeração, fazendo uma comparação energética e econômica nas condições mediterrâneas.

Gupta et al. [17] demonstraram que a eletricidade gerada por módulos fotovoltaicos pode ser usada para alimentar sistemas de refrigeração, e também analisaram a melhor combinação de potência fotovoltaica, capacidade da bateria e nível de isolamento para operar refrigeradores domésticos com energia solar e sem conexão à rede. Vaishak e Bhale [18] estudaram a integração de um sistema fotovoltaico / térmico, que possui um banco de baterias e gera, simultaneamente, calor e eletricidade. Vaishak e Bhale [18] também analisaram o efeito da deposição de poeira nesses sistemas instalados na cidade de Surat, na Índia.

Allouhi et al. [19] investigaram o potencial dos sistemas de ar condicionado solar no Marrocos através de um estudo comparativo entre processos convencionais e processos solares de ciclo fechado com base em indicadores econômicos e ambientais. Os autores fizeram simulações anuais em seis zonas climáticas diferentes para estimar as cargas de resfriamento de uma casa típica marroquina e concluíram que, em regiões de clima quente, os sistemas de ar condicionado solar podem ser uma alternativa atraente para reduzir as emissões de CO₂ e aumentar a economia de energia.

Lazzarin e Noro [20] realizaram uma revisão das tecnologias desenvolvidas no passado, operando no presente com uma previsão para o futuro, para monitorar como a tecnologia tem evoluído ao longo de quase meio século em relação à seção solar e equipamentos de refrigeração relativos. Além disso, eles propuseram um estudo para reunir algumas avaliações de energia em diferentes climas e avaliações econômicas muito mais difíceis para investigar se um possível custo de paridade de combustível fóssil poderia ser alcançado, se não hoje, em um futuro próximo.

Aguilar et al. [21] apresentaram um estudo ambiental e técnico-econômico de um sistema de condicionamento de ar alimentado simultaneamente por painéis fotovoltaicos e pela rede, sem o uso de baterias. Zhao et al. [22] propôs uma abordagem universal e um método simples para avaliar o desempenho de um sistema de condicionamento de ar fotovoltaico (ACFV), onde foi demonstrado que o desempenho do ACFV é significativamente afetado pelas condições climáticas e tipos de construção.

Huang et al. [23] estudaram um sistema de condicionamento de ar alimentado diretamente por um gerador fotovoltaico e descreveram que ocorre uma perda de energia quando a geração de energia não é alta o suficiente. Este problema de perda de energia requer

um projeto de sistema adequado para combinar o consumo de energia do sistema de condicionamento de ar com um tamanho de sistema fotovoltaico adequado.

Aguilar et al. [7] fizeram uma análise experimental de um sistema de condicionamento de ar alimentado simultaneamente por sistema fotovoltaico e energia da rede elétrica, onde a fonte convencional era usada para fornecer eletricidade quando a geração fotovoltaica era insuficiente, demonstrando que um dos usos mais interessantes da energia solar em sistemas de ar condicionado é o uso de sistemas fotovoltaicos. Da mesma forma, Li et al. [24] estudaram a operação prática de um ar condicionado central alimentado por gerador fotovoltaico e conectado à rede, para um edifício comercial no sul da China.

O Brasil vem acompanhando o desenvolvimento internacional dos sistemas fotovoltaicos para produção de energia elétrica e incluindo uma série de avanços no setor econômico e tecnológico, pesquisas e incentivos para sua inserção na matriz energética brasileira [25]. Nesse contexto, a resolução regulatória brasileira nº 482 divulgada pela ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica [26], alterada pela resolução normativa 687 [27], destaca a regulamentação da micro e da minigeração de energia pelos consumidores. Mais recentemente a Lei N^o 14300, de 06 de janeiro de 2022, institui o marco legal da microgeração e minigeração distribuída, o Sistema de Compensação de Energia Elétrica (SCEE) e o Programa de Energia Renovável Social (PERS); altera as Leis N^o 10848, de 15 de março de 2004, e 9427 de 26 de dezembro de 1996 e dá outras providências.

No artigo de Singh [28] são mostradas as diferentes aplicações e benefícios dos sistemas fotovoltaicos: sua alta fidelidade, grande confiabilidade e baixos custos de manutenção. Adicionalmente, uma redução do preço dos componentes do sistema fotovoltaico, em cerca de 75% em menos de 10 anos, aproximou a energia solar de competitividade de custos em vários países e segmentos de mercado.

Este trabalho propõe o estudo de um sistema de condicionamento de ar (SCA) alimentado diretamente por um gerador fotovoltaico (GFV), via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), na cidade de Belém, capital do estado do Pará, onde foram analisados dois perfis diários, ou seja, um dia ensolarado e um dia nublado. Foi desenvolvida uma ferramenta computacional com auxílio do software EES - Engineering Equation Solver para simular o comportamento do sistema, considerando o ajuste natural da capacidade de resfriamento de acordo com a taxa de produção de energia do GFV, ou seja, sem nenhum tipo de sistema de controle para regular a capacidade de resfriamento e a temperatura interna do ambiente condicionado.

O sistema estudado tem grande aplicabilidade para condicionamento de ar em ambientes onde não existe rede elétrica convencional, como escolas, postos de saúde, etc. localizados em algumas áreas rurais. Além disso, este tipo de sistema corresponde a uma alternativa para substituir um sistema convencional de energia que possui outros componentes como banco de baterias e controlador de carga, tornando-se um sistema, a princípio, com custo mais baixo.

A seção a seguir descreve os dados e a metodologia usada para o desenvolvimento deste trabalho. Na seção três, é apresentada a análise dos resultados e a discussão do desempenho do sistema proposto. Por fim, a seção quatro apresenta as conclusões do estudo.

2.2 METODO DE PESQUISA

2.2.1 Dados meteorológicos

Os dados meteorológicos utilizados neste trabalho foram obtidos junto ao Grupo de Estudos e Desenvolvimento de Alternativas Energéticas da Universidade Federal do Pará - GEDAE / UFPA, localizado na cidade de Belém - PA, na região Amazônica brasileira, cujas coordenadas geográficas são: 1° 27 'S, longitude 48° 48' W e altitude de 16 m. Os dados foram obtidos por meio do sistema de monitoramento (Datalogger) que coleta dados medidos em uma estação meteorológica localizada no GEDAE, utilizando a seguinte instrumentação: sensor de temperatura externa e umidade relativa, modelo HC2S3, e piranômetro Kipp & Zonen modelo CMP6, cujas especificações técnicas são mostradas na Tabela 2.1.

Os dados de irradiância e temperatura do ar externo para dias típicos, nublado (22 de janeiro de 2016) e ensolarado (2 de outubro de 2016) são usados neste estudo. As medições realizadas foram integralizadas em intervalos de 10 minutos.

Tabela 2.1 - Especificações Técnicas dos instrumentos HC2S3 e CMP6.

HC2S3 (sensor de temperatura externa / umidade relativa)		
Especificações Técnicas	Nominal	Unidade
Limites Operacionais:	-40 to 100	°C
Temperatura de armazenamento:	-50 to 100	°C
Sensor:	PT100 RTD, IEC 751 1/3 Classe B, com condicionamento de sinal calibrado	
Faixa de medição:	-50 to 100 (Padrão -40 to 60)	°C
Precisão a 23 ° C:	± 0,1 com configurações padrão	°C
Estabilidade de longa duração::	< 0,1	°C/ano
Constante de tempo do sensor [mudança de passo de 63% (fluxo de ar de 1 m / s no sensor)] Filtro de PE padrão:	≤ 22	s
CMP6 (sensor piranômetro)		
Irradiância máxima:	2000	W/m ²
Gama espectral (50% pontos):	285 to 2800	nm
Tempo de resposta (95%):	<18	s
Incerteza diária esperada:	<5	%
Zero offset devido a radiação térmica	<15	W/m ²
(200 W.m – 2):		
Não estabilidade (mudança / ano):	<1	%
Erro direcional (até 80 ° com feixe de 1000 W.m – 2):	<20	W/m ²
Erro de inclinação (a 1000 W.m – 2):	<1	%
Precisão de nível:	0,1	deg
Temperatura de operação:	-40 to 80	°C

2.2.2 Descrição do sistema de condicionamento de ar fotovoltaico

O SCA-FV pode ser utilizado para condicionar ambientes domésticos, escritórios, escolas, ônibus urbanos, etc. e é baseado em resfriamento de ambientes com o ajuste natural do sistema de resfriamento de acordo com a disponibilidade do recurso solar. O SCA-FV consiste basicamente em módulos FV conectados em série, conforme apresentado por

Aguilar et al. [7], que converte energia solar em elétrica, acoplada a um conversor c.c.-c.c. que regula a tensão cc, adequada a entrada do Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), e um equipamento de condicionamento de ar comercial com capacidade de resfriamento nominal de 5,28 kW e coeficiente de desempenho (COP) de 3,48. Os módulos fotovoltaicos utilizados para compor o SCA-FV são considerados com ângulo de inclinação de 10°, com orientação para o Norte, eficiência de 16 % e coeficiente de temperatura de máxima potência de $-0,45\% / ^\circ\text{C}$, que são valores comuns entre as tecnologias mono e policristalinas, conforme apresentado em Júnior et al. [29]. A Fig.2.1 e a Tabela 2.2 mostram a configuração do sistema SCA-FV e as características técnicas da unidade de condicionamento de ar, respectivamente.

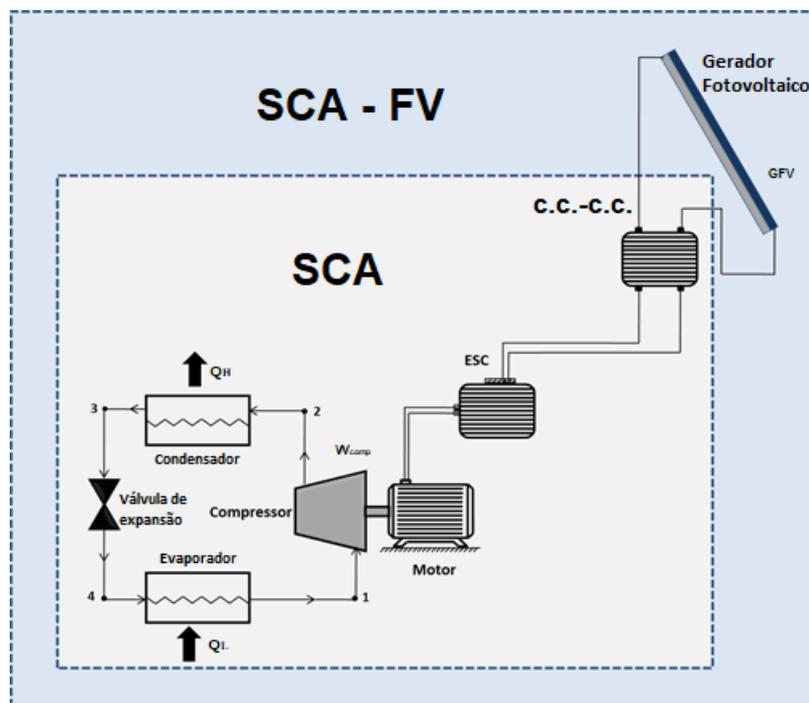


Figura 2.1- Configuração do sistema SCA-FV

Tabela 2.2 – Especificações técnicas do sistema de condicionamento de ar

Especificações técnicas	
Capacidade nominal de resfriamento (kW)	5,28
Capacidade de resfriamento (Min. - Max., kW)	1,61-6,01
COP de resfriamento (W/W)	3,48
Potência nominal (kW)	1,5
Corrente de operação (resfriamento) (A)	7,6
Gás refrigerante	R410A
Tipo de compressor	BLDC (brushless DC) Motor

Neste estudo, as premissas consideradas para o modelo de engenharia SCA-FV são: cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente, não há quedas de pressão no evaporador e condensador, o compressor opera adiabaticamente e com eficiência de 80% [30]. A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis. As irreversibilidades dentro do evaporador e do condensador são ignoradas.

O ciclo de refrigeração opera com o refrigerante R410A como fluido de trabalho, conforme mostrado na Tabela 2.2. O vapor saturado entra no compressor e o líquido saturado sai do condensador.

De acordo com Bilgili [30], T_{cond} é a temperatura de condensação e, como pressuposto, pode ser comumente considerada $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mais alta do que a temperatura ambiente T_a . Isto é, $T_{\text{cond}} = T_a + 10^{\circ}\text{C}$. No estudo feito por Calm e Domanski [31], é mostrado que a temperatura de evaporação é, na prática, restrita a 10°C para garantir a desumidificação adequada do ar interno. Neste estudo, a temperatura de evaporação será considerada constante em $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A eficiência mecânica do compressor é de 80% [30], enquanto tanto o motor elétrico quanto o conjunto de conversores c.c.-c.c. + ESC apresentam eficiência de 95%, onde, segundo Green e McDonald [32], a eficiência do ESC varia de 98,5% a 99,5 %, e a eficiência do conversor c.c.-c.c. é de cerca de 95% [33]. Para este estudo, três GFVs com potências nominais (P_{FV}^0) de 700 Wp, 1 kWp e 1,4 kWp foram analisados.

2.2.3 Ciclo de refrigeração para simulação

Nos sistemas de condicionamento de ar, a troca de calor pode ser explicada com base nos ciclos de resfriamento mostrados na Fig. 2.2. Portanto, o sistema opera em regime permanente e as variações da energia cinética e potencial são desprezadas pela Primeira Lei da Termodinâmica, conforme apresenta a Eq. (2.1)

$$Q_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

Onde pode-se inferir que a capacidade de resfriamento (Q_L) é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio a ser resfriado, através do evaporador do SCA.

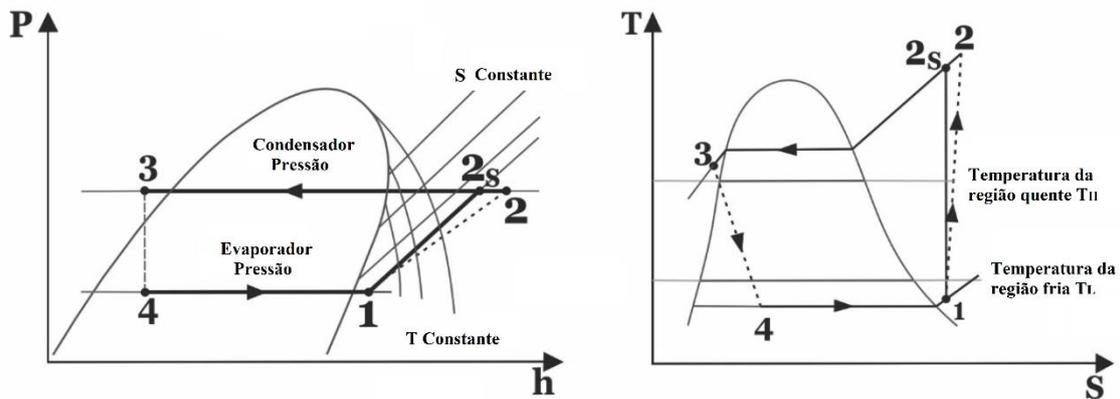


Figura 2.2 - Diagramas P-h (Pressão - entalpia) e T-s (Temperatura - entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

As variáveis h_1 (kJ/kg) e h_4 (kJ/kg) são as entalpias específicas dos estados 1 e 4 respectivamente e \dot{m} (kg/s) é o fluxo de massa do fluido refrigerante.

De acordo com Yamankaradeniz et al. [34] e conforme discutido em Bilgili [30], a potência de alimentação do compressor W_{comp} (kW) é definida pela Eq. (2.2).

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{EM}\eta_{CM}\eta_{CI}} \quad (2.2)$$

Onde η_{EM} , η_{CM} e η_{CI} , são, respectivamente, as eficiências do motor elétrico, compressor mecânico e eficiência isentrópica. Para modelagem do sistema, foi considerada a eficiência do compressor ao operar na potência nominal, pois, segundo Tassou e Qureshi [35], a redução da rotação provoca uma redução das perdas por atrito no compressor e diminui a taxa de compressão, ou seja, diminui a diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação do sistema. A consequência direta é um aumento no coeficiente de desempenho e uma redução no consumo de energia do compressor, o que reduz a potência de acionamento do compressor.

Para um ciclo de refrigeração real, a entalpia específica na saída do compressor, estado dois, da Fig. 2.2 é dada pela Eq. (2.3)

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{CI}} \quad (2.3)$$

A eficiência de compressão isentrópica η_{CI} é calculada por $\eta_{CI} = 0.874 - 0.0135P_{cond}/P_{ev}$, conforme apresentado em Özgoren et al. [36], onde P_{cond} e P_{ev} são as pressões de condensação e evaporação, respectivamente.

A função do condensador é transferir calor do refrigerante para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado por meio de um balanço de energia no volume de controle do condensador e calculado por $Q_H = \dot{m}(h_2 - h_3)$.

A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento, pois $h_4 = h_3$, onde h_3 (kJ / kg) é a entalpia específica do estado três da Fig.2.2.

O coeficiente de desempenho do ciclo é dado por $COP = Q_L/W_{comp}$, onde Q_L e W_{comp} são dados em Watts.

2.2.4 Energia produzida pelo gerador fotovoltaico

Um modelo para determinar a potência máxima capaz de ser fornecida por um GFV sob uma dada condição de operação é $W_{FV} = P_1 \cdot G [1 + \gamma_{MP} (T_C - T_{C,ref})]$, conforme sugerido por Rawat et al. [37].

Onde P_1 é a razão entre a potência nominal do GFV e a irradiância sob condição padrão de ensaio (STC) ($P_1 = P_{FV}^0/G_{ref}$), ou seja, 1000 W/m², γ_{MP} corresponde ao coeficiente

de temperatura no ponto de máxima potência, T_c é a temperatura da célula solar e $T_{c,ref}$ é a temperatura da célula solar sob STC (ou seja, 1000 W/m e temperatura ambiente de 25 °C) e G é a irradiância no plano do gerador. Este modelo foi escolhido devido a sua simplicidade e empregabilidade na engenharia de sistemas fotovoltaicos, atendendo perfeitamente ao propósito deste trabalho. Além disso, considera os dois principais parâmetros que afetam a potência de saída do GFV, a irradiância incidente no plano do gerador e a temperatura da célula solar.

A potência gerada pelo sistema fotovoltaico (W_{FV}) é entregue ao conjunto (conversor c.c.-c.c. + ESC), cuja eficiência foi considerada igual a 95%, e a seguir aciona o motor compressor do SCA, proporcionando a variação da vazão mássica de gás refrigerante de acordo com a variação da potência gerada, o que provoca uma alteração na capacidade de resfriamento do SCA.

A temperatura da célula solar pode ser obtida a partir da temperatura externa. O cálculo é feito usando a Eq. (2.4), apresentado em Odeh et.al [38].

$$T_c = T_a + \frac{G}{800} \times (NOCT - 20) \quad (2.4)$$

Em que, T_a é a temperatura ambiente medida, G é a irradiância no plano do gerador e $NOCT$ é a temperatura nominal de operação da célula, geralmente fornecida pelos fabricantes de módulos FV.

2.2.5 Obtenção da carga térmica do ambiente simulado

Para a obtenção da carga térmica foi feita uma simulação no espaço da biblioteca do GEDAE, utilizando o software Hourly Analysis Program (HAP Versão 4.9). De acordo com a Carrier [39], o HAP é uma ferramenta poderosa para projetar sistemas HVAC e dimensionar componentes do sistema, bem como modelar o desempenho energético anual e os custos de energia. No HAP foram inseridos todos os dados necessários relativos às características estruturais do ambiente e informações adicionais como: horário de funcionamento das 6h00 às 18h00, número de ocupantes, iluminação e potência dos equipamentos, etc.

A Fig. 2.3 mostra uma visão geral da biblioteca localizada no prédio do GEDAE, que possui área de 23 m² e altura de 3 metros, e a Fig. 2.4 mostra uma visão esquemática da biblioteca, utilizada para o levantamento da carga térmica horária (CT). A carga térmica foi calculada e avaliada em detalhes. Os ganhos de calor deste ambiente de amostra foram obtidos em um dia nublado e em um dia ensolarado. A CT foi determinada usando dados meteorológicos de hora em hora de radiação solar média e temperatura ambiente média.



Figura 2.3 - Biblioteca do GEDAE.

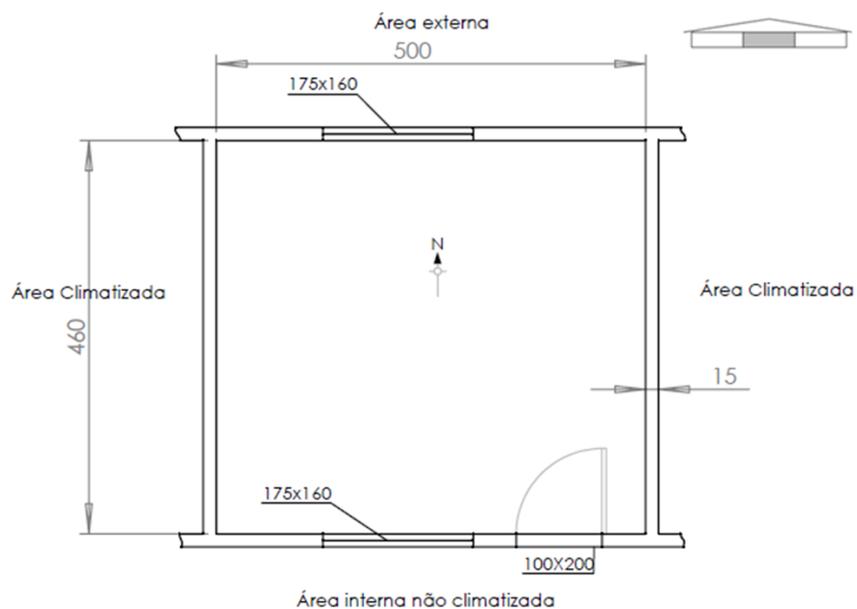


Figura 2.4 - Planta baixa da biblioteca do GEDAE (dimensões em cm) utilizada no levantamento de carga térmica.

Os ganhos totais de calor por hora do ambiente, compostos por paredes, janelas, pessoas, iluminação, equipamentos, etc., foram determinados por meio do software Hourly Analysis Program. Os dados para cálculo da carga térmica do ambiente da amostra, bem como as cargas térmicas calculadas, são apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Lista de cargas fornecida pelo HAP 4.9

	<i>Temperatura de bulbo seco/úmido 32,7 °C / 24,4 °C</i>				
	Detalhes	Dia ensolarado		Dia nublado	
		Sensível (W)	Latent e (W)	Sensível (W)	Latente (W)
Janelas de vidro com insolação	6 m ²	609	...	592	...
Paredes	22 m ²	163	...	173	...
Telhado	23 m ²	709	...	405	...
Janelas	6 m ²	257	...	192	...
Clarabóia	0 m ²	0	...	0	...
Porta	2 m ²	26	...	19	...
Piso	0 m ²	0	...	0	...
Partições	0 m ²	0	...	0	...
Forro	0 m ²	0	...	0	...
Iluminação	80 W	71	...	71	...
Luzes de tarefas	0 W	0	...	0	...
Equipamentos	2000 W	1859	...	1859	...
Pessoas	2	108	120	108	120
Infiltração	...	190	0	259	0
Carga de ventilação	...	112	213	98	320
Diversos	...	0	0	0	0
Fator de segurança	0% / 0%	0	0	0	0
Carga total	...	4104	333	3776	440
	S (m²)	U (W/(m² °C))			
Paredes	22	1,241			
Janelas	6	6,302			
Porta	2	1,703			
Telhado	23	0,762			

A biblioteca do GEDAE não necessita de alta carga de iluminação artificial, pois possui grandes janelas de vidro. No espaço da biblioteca estão instalados dois inversores, que são utilizados em sistemas ligados à rede, e também existem dois computadores que são utilizados durante o período de ocupação máxima. Ou seja, além de ser utilizada como biblioteca, a sala também é utilizada para a realização de alguns experimentos, o que explica

porque a carga térmica dos equipamentos é significativamente superior à carga de iluminação.

2.2.6 Estimativa da temperatura interna do ambiente

Uma vez determinada a carga térmica, é possível determinar o perfil da temperatura interna do ambiente por meio de uma função de transferência apresentada por Wang [40]. A função de transferência representa o equilíbrio entre a taxa de extração de calor, ou seja, a capacidade de resfriamento da unidade (Q_L), a carga térmica (CT) e a temperatura interna do ambiente simulado (T_L), como pode ser visto na Eq. (2.5).

$$\sum_{i=0}^1 p_i(Q_{L,t-\Delta} - CT_{t-i\Delta}) = \sum_{i=0}^2 g_i(T_r - T_{L,t-i\Delta}) \quad (2.5)$$

onde p_i, g_i = coeficientes da função de transferência;

$Q_{L,t-\Delta}$ = capacidade de resfriamento no tempo $t - \Delta$, (W);

$CT_{t-i\Delta}$ = carga térmica do ambiente simulado no tempo $t - i\Delta$, (W);

T_r = temperatura de referência utilizada no cálculo da carga térmica, (°C);

$T_{L,t-i\Delta}$ = temperatura interna do ambiente simulado.

Os coeficientes normalizados da função de transferência, p_i e g_i , apresentados por Wang [40], Tabela 2.4, podem ser ajustados aos diferentes andares da unidade e aos coeficientes de condutividade globais não nulos, de modo que se tornem representantes do ambiente simulado, conforme Eq. (2.6).

$$g_{i,t} = g_i^* \cdot A_{amb} + p_i(UA_{global} + 1.23\dot{V}_{total}) \quad (2.6)$$

Onde A_{amb} é a área do piso, UA_{global} é dado pela Eq. (2.7), \dot{V}_{total} é o fluxo de ventilação e infiltração para o ambiente externo (l / s) e g_i^* é apresentado na Tabela 2.4.

$$UA_{global} = UA_{fachadas} + UA_{vidros} + UA_{cobertura} \quad (2.7)$$

Onde U ($W m^{-2} °C^{-1}$) e A (fachadas, vidros e cobertura, m^2) estão organizados na Tabela 2.3.

Tabela 2.4 - Coeficientes normalizados da função de transferência

Inércia do Edifício	g_0^*	g_1^*	g_2^*	p_0	p_1
	(W/m ² .°C)				
Leve	9,54	-9,82	0,28	1,0	-0,82
Média	10,28	-10,73	0,45	1,0	-0,87
Pesada	10,50	-11,07	0,57	1,0	-0,93

2.2.7 Estimativa da umidade relativa (UR) no interior do ambiente condicionado

Para estimar a umidade relativa do ar do ambiente condicionado considera-se a operação do SCA conforme representado na Fig. 2.5. [41]

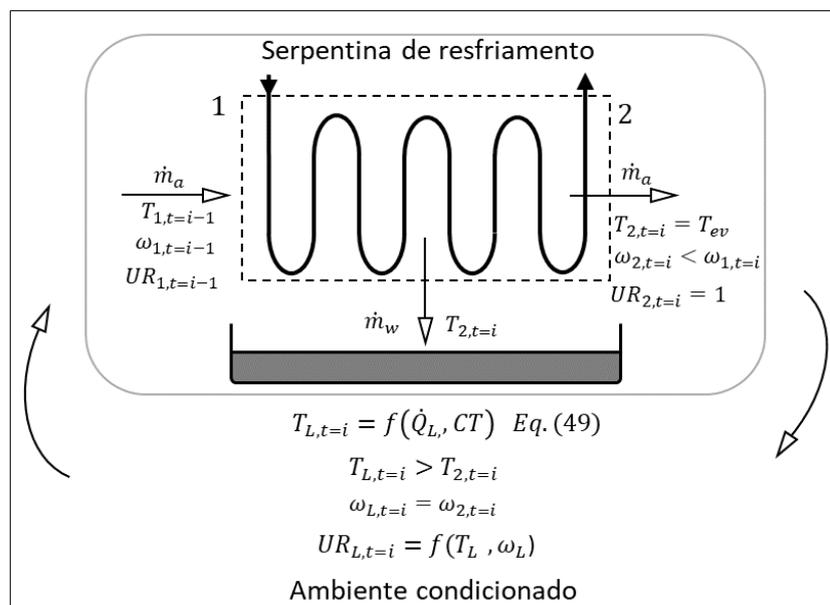


Figura 2.5 - Diagrama esquemático da serpentina de resfriamento do SCA.

Considera-se o processo ocorrendo em regime permanente, e portanto a vazão mássica do ar seco permanece constante durante todo o processo e é dada pela Eq. (2.8).

$$\dot{m}_a = \frac{AV}{v_a} \quad (2.8)$$

Onde AV é a vazão volumétrica de circulação do ar, no valor de $18 \text{ m}^3/\text{min}$, de acordo com informações do fabricante, e v_a é o volume específico do ar seco na entrada 1, que pode ser obtido por $(\bar{R}/M_a)(T_1/P_{a1})$, sendo $\bar{R} = 8314 \text{ m}^3 \cdot \text{Pa}/\text{kmol} \cdot \text{K}$, $M_a = 28,97 \text{ kg}/\text{kmol}$, T_1 a temperatura de entrada da serpentina e P_{a1} a pressão parcial do ar seco, calculado por $P_{a1} = P - P_{v1}$, em que P é a pressão do ar atmosférico, P_{v1} é a pressão parcial de vapor d'água, dado pela Eq. (2.9).

$$P_{v1} = UR_1 \cdot P_{g1} \quad (2.9)$$

UR_1 é a umidade relativa do ar na entrada da serpentina e P_{g1} é a pressão de saturação da água a temperatura T_1 .

A umidade específica na entrada da serpentina pode ser estimada de acordo com a Eq. (2.10).

$$\omega_1 = \frac{0,622P_{v1}}{P - P_{v1}} \quad (2.10)$$

Ao passar pela serpentina de resfriamento, parte da umidade é condensada, sendo o ar considerado como saturado, onde $UR_2 = 1$ e a umidade específica de saída da serpentina pode ser obtida a partir de UR_2 e da T_{ev} no diagrama psicrométrico.

Ao sair para o ambiente condicionado, o ar estará com uma temperatura T_L , que é função da capacidade de resfriamento e da carga térmica do ambiente, Q_L e CT , respectivamente, conforme mostrado na Eq. (2.5), sendo a umidade específica ω_L estimada como sendo igual a ω_2 de saída da serpentina de resfriamento. A partir das propriedades T_L e ω_L , a umidade relativa do ambiente condicionado (UR_L) pode ser definida no diagrama psicrométrico.

O ar do ambiente condicionado retorna para a SCA, com uma temperatura T_L e umidade relativa UR_L , reiniciando o ciclo. A Fig. 2.5 mostra os instantes de operação do SCA, como sendo $i = 6h00, 6h10, \dots, 18h00$, levando em consideração o período de funcionamento da biblioteca, de 6h às 18h.

2.2.8 Ferramenta computacional desenvolvida para a análise de desempenho do SCA-FV

Para a obtenção dos resultados, foi desenvolvida uma ferramenta computacional com auxílio do software EES – Engineering Equation Solver para simulação do comportamento do SCA-FV. A interface gráfica da ferramenta é mostrada na Fig. 2.6.

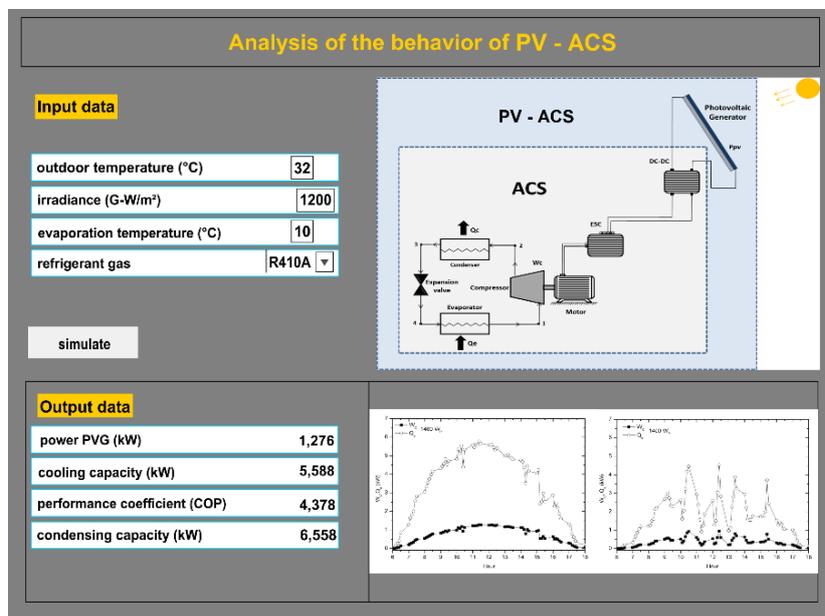


Figura 2.6 - Interface da ferramenta desenvolvida no EES.

Na ferramenta desenvolvida, é possível inserir dados de temperatura ambiente T_a (°C), irradiância G ($W\ m^2$), temperatura de evaporação T_{ev} (°C), bem como escolher o gás refrigerante utilizado no sistema. Como dados de saída, o programa calcula os valores de potência gerada pelo GFV, W_{FV} (kW), a capacidade de resfriamento Q_L (kW), o coeficiente de desempenho COP e a capacidade de condensação do sistema Q_H (kW). A Fig. 2.7 apresenta um resumo da metodologia usada neste trabalho para analisar o desempenho do SCA-FV.

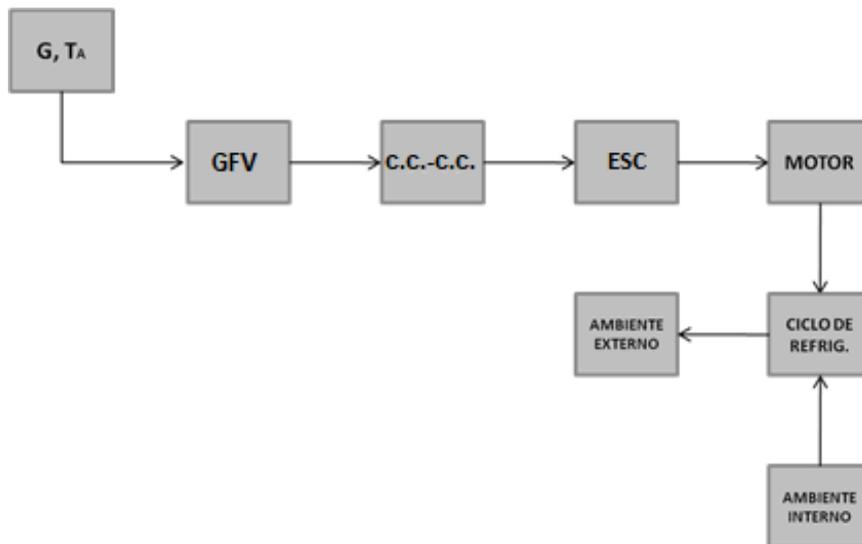


Figura 2.7 - Metodologia utilizada para análise do desempenho do SCA-FV.

2.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Fig. 2.8 mostra a distribuição horária da irradiância para todos os dias ao longo do ano. A partir da análise detalhada da Fig. 2.8, é possível verificar que os valores de irradiância mínimo e máximo ocorreram em janeiro e outubro, respectivamente.

Os dias 22 de janeiro e 2 de outubro foram considerados para este estudo por apresentarem a menor e a maior irradiância recebida e foram denominados dia nublado e dia ensolarado, respectivamente.

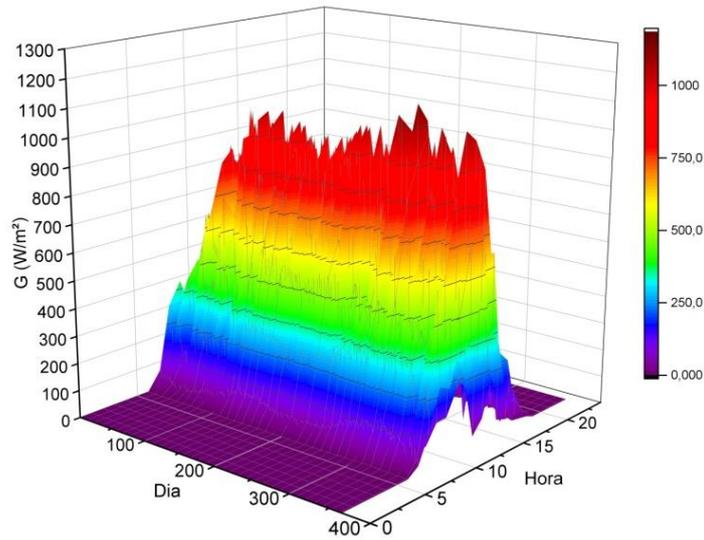


Figura 2.8 - Distribuição diária/horária da irradiância (G) no plano horizontal na cidade de Belém.

A Figura 2.9 mostra (i) a irradiância e (ii) a temperatura ambiente ao longo dos dias 22 de janeiro e 2 de outubro, considerados dia nublado e dia ensolarado, respectivamente.

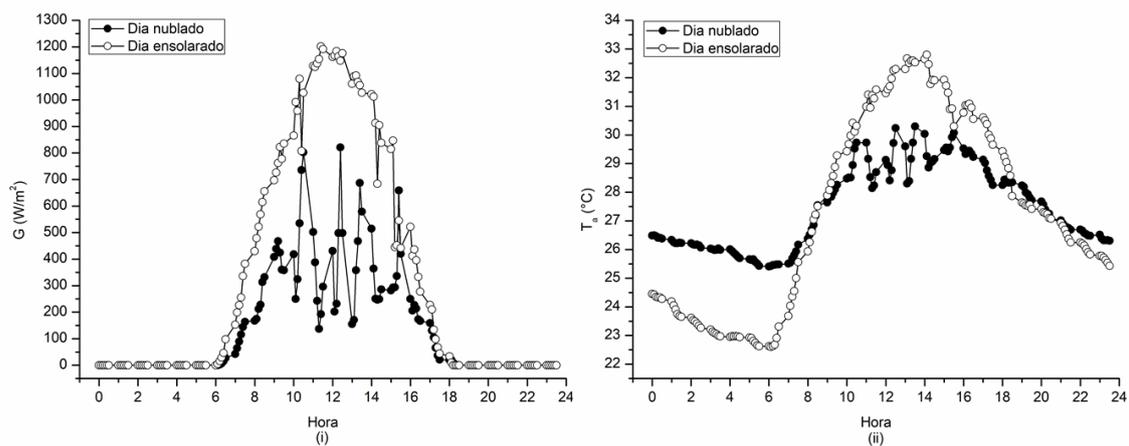


Figura 2.9 - (i) Variação da irradiância, G e (ii) variação da temperatura externa, T_a , na cidade de Belém.

Conforme apresentado na Fig.2.9, o valor máximo de irradiância no dia ensolarado ocorreu às 11h40 com magnitude de 1202 W/m², enquanto para o dia nublado apresentou magnitude de 821 W/m². A temperatura máxima foi de 32,8°C às 14h10 no dia ensolarado

e de 30,3°C às 13h50 no dia nublado. Durante o dia nublado, a temperatura variou de 25,4°C a 30,3°C, enquanto que variou de 22,6°C a 32,8°C no dia ensolarado.

2.3.1 Variação horária da potência produzida pelo gerador fotovoltaico

A Figura 2.10 mostra a variação horária da potência produzida pelo GFV em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado.

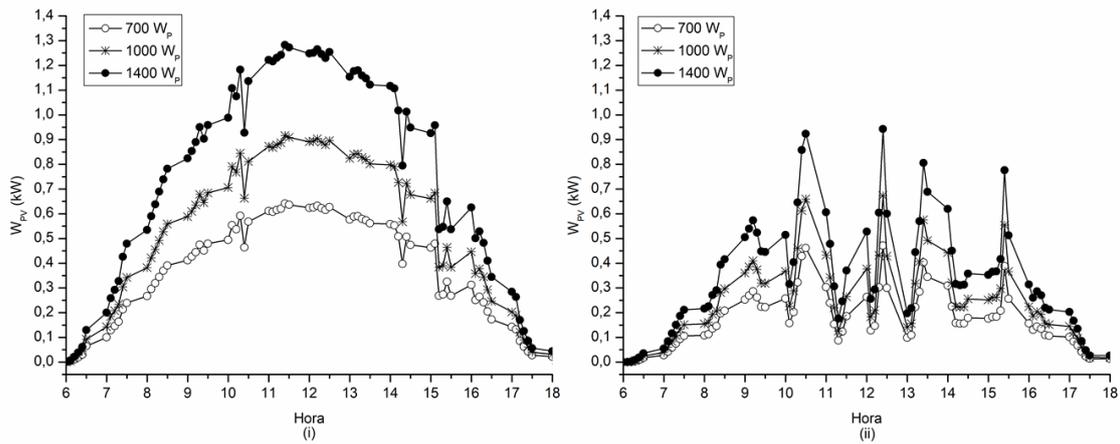


Figura 2.10 - Variação horária da potência gerada pelo GFV, para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado.

A potência demandada pelo compressor do SCA é igual à potência produzida pelo GFV menos as perdas no conversor c.c.-c.c. e ESC, Eq. (2.11), visto que o compressor é alimentado diretamente pelo GFV, via (conversor c.c.-c.c. + ESC).

$$W_{comp} = W_{FV} \times \eta_{c.c.-c.c.} \times \eta_{ESC} \quad (2.11)$$

Onde W_{FV} = potência produzida pelo GFV (kW)

$\eta_{c.c.-c.c.}$ = eficiência do conversor c.c.-c.c.

η_{ESC} = eficiência do ESC

Conforme apresentado na Fig. 2.10, o sistema apresentou geração das 6h00 às 18h00 nos dois dias, correspondendo ao período em que ocorreu a incidência de irradiância no

GFV. A potência máxima gerada ocorreu às 11h40 do dia ensolarado, com magnitude de 1,28 kW, enquanto, no dia nublado, a potência máxima gerada atingiu 0,94 kW às 12h40. Ambos os valores foram obtidos a partir do GFV de potência nominal de 1400 Wp. Portanto, a energia gerada pode ser aumentada em função do tamanho do GFV, exemplificando a modularidade do sistema.

2.3.2 Variação horária da capacidade de resfriamento com os limites de operação do sistema comercial

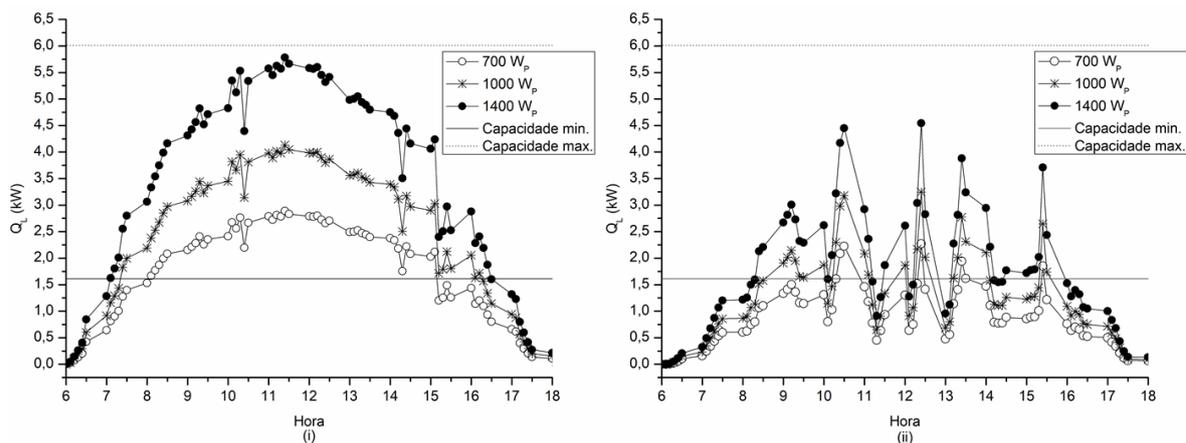


Figura 2.11 - Variação horária da capacidade de resfriamento do SCA-FV (QL), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$).

A Fig. 2.11 apresenta a variação horária da capacidade de resfriamento do SCA-FV em kW para os GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp. Observa-se que, teoricamente, a capacidade de resfriamento aumenta ao longo do dia conforme a disponibilidade do recurso solar aumenta. Os valores máximos de capacidade de resfriamento ocorreram às 11h40 do dia ensolarado e às 12h40 do dia nublado, com magnitudes de 5,78 kW e 4,54 kW, respectivamente, operando com a potência nominal do GFV de 1400 Wp. Para o dia de sol, observa-se que antes das 7h00 e após as 16h30 a capacidade de resfriamento calculada está abaixo da capacidade de resfriamento mínima dada na Tabela 2.2, que é de 1,6 kW a 6,01 kW. Isso significa que não havia extração de calor do ambiente nessas ocasiões. Além disso, pode-se verificar que não houve restrição da

capacidade de resfriamento devido ao limite superior, mesmo para o gerador de 1400 Wp em dia ensolarado.

Como mostra a Fig. 2.11, com o GFV de potência nominal de 700 Wp, o SCA-FV opera acima da capacidade mínima na faixa de 8h10 às 15h no dia ensolarado, extraíndo uma quantidade máxima de calor de 2,89 kW perto de 12h00. Com o GFV de potência nominal de 1000 Wp, o SCA entra em operação um pouco antes do sistema 700 Wp, opera por mais tempo e atinge 4,13 kW de capacidade de extração de calor, ou seja, dentro dos limites estabelecidos para a operação descrita na Tabela 2.2 No dia nublado, a capacidade de resfriamento apresentou comportamento oscilatório para todas as potências nominais. O sistema de 700 Wp apresentou alguns picos acima da capacidade mínima informada pelo fabricante. Para P_{FV}^0 igual a 1000 e 1400 Wp, o SCA-FV operou em um intervalo de tempo maior, atingindo valores de 3,2 e 4,5 kW, respectivamente.

A Fig.2.12 apresenta a variação horária da capacidade de resfriamento do SCA, que corresponde à potência demandada pelo compressor no (i) dia ensolarado e no (ii) dia nublado, para os GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp. Isso permite uma melhor identificação de que potência elétrica e em que horários o SCA atinge o limite mínimo da capacidade de refrigeração.

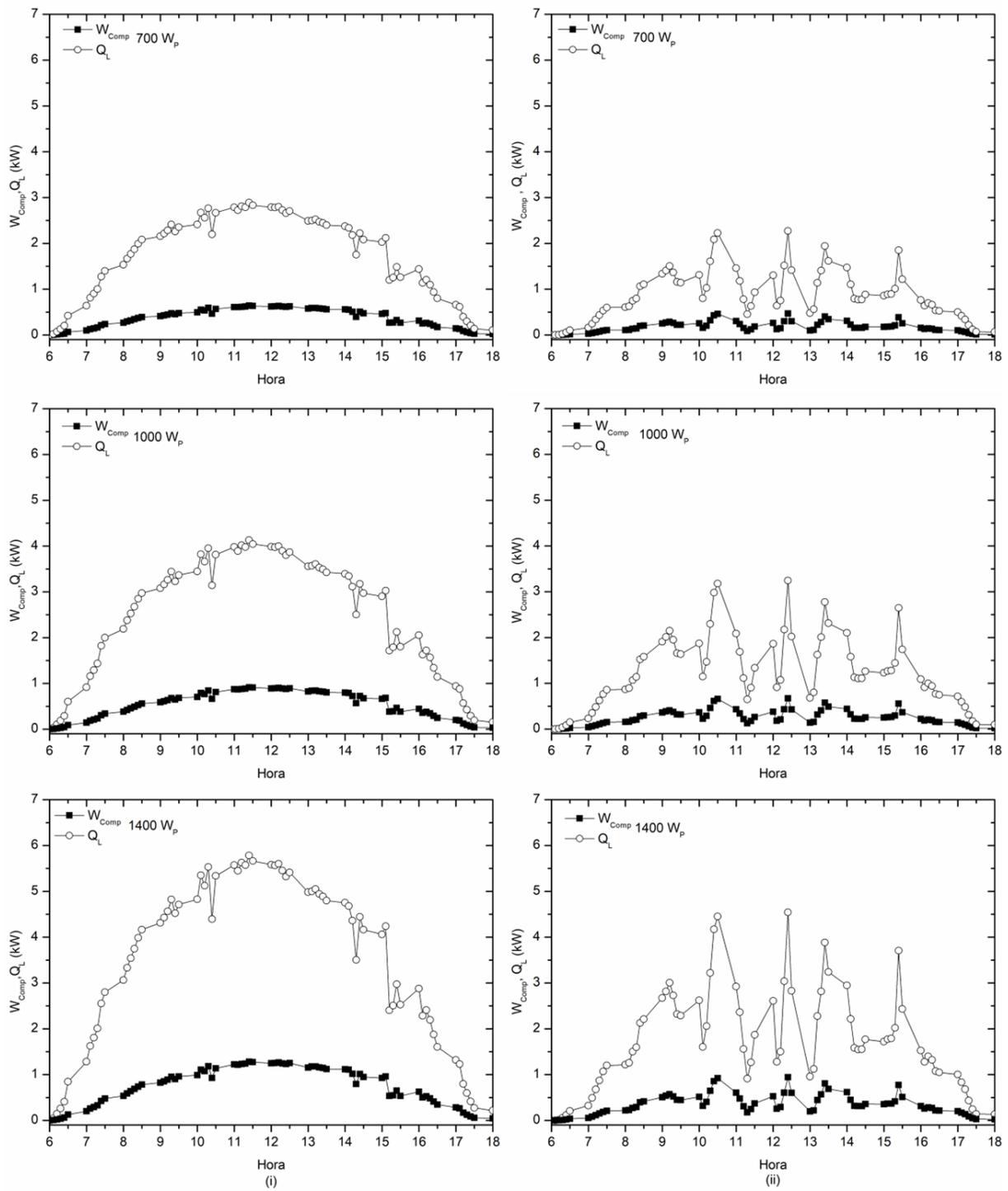


Figura 2.12 - Variação horária da capacidade de resfriamento do SCA (QL) correspondente à potência demandada pelo compressor (W_{comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 W_p em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10$ °C).

A Fig. 2.13 mostra a variação da capacidade de resfriamento (BTU/h) em função da alimentação do compressor (W_{comp}), com P_{FV}^0 de 700, 1000 e 1400 Wp, no (i) dia ensolarado, e no (ii) dia nublado. A capacidade de resfriamento do SCA aumenta quase linearmente, conforme mostrado na Fig. 2.13.

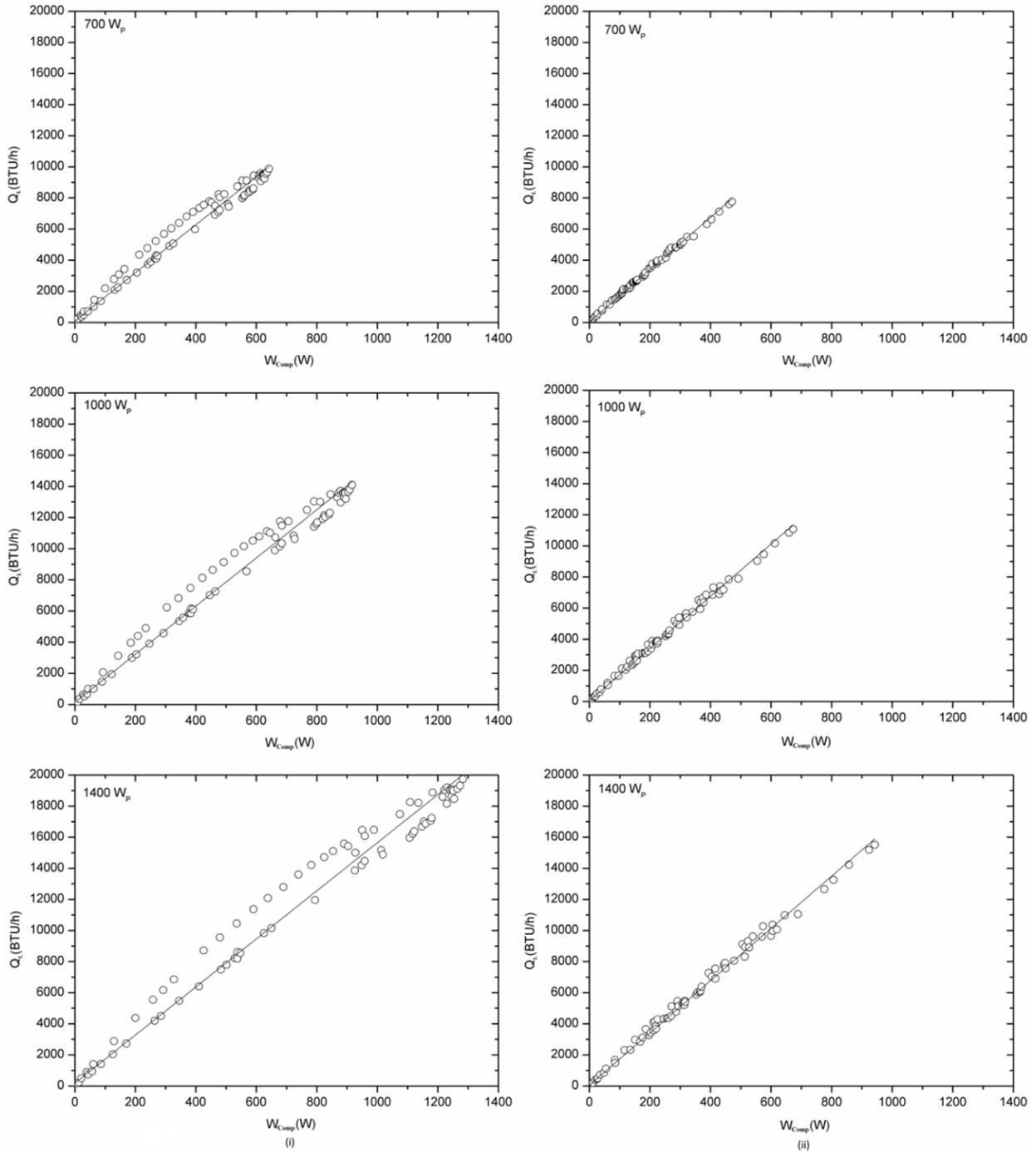


Figura 2.13 - Variação da capacidade de resfriamento (Q_L) em função da potência demandada pelo compressor (W_{comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 Wp em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$).

As Eqs. (2.12) e (2.13) representam a estimativa, por meio de regressão linear, da variação da capacidade de resfriamento em função da potência demandada pelo compressor e para P_{FV}^0 igual a 1400 Wp nos dias ensolarado e nublado, respectivamente.

$$Q_{L(E)} = 186.627 + 15.461W_{comp} \quad (2.12)$$

$$Q_{L(N)} = 54.491 + 16.804W_{comp} \quad (2.13)$$

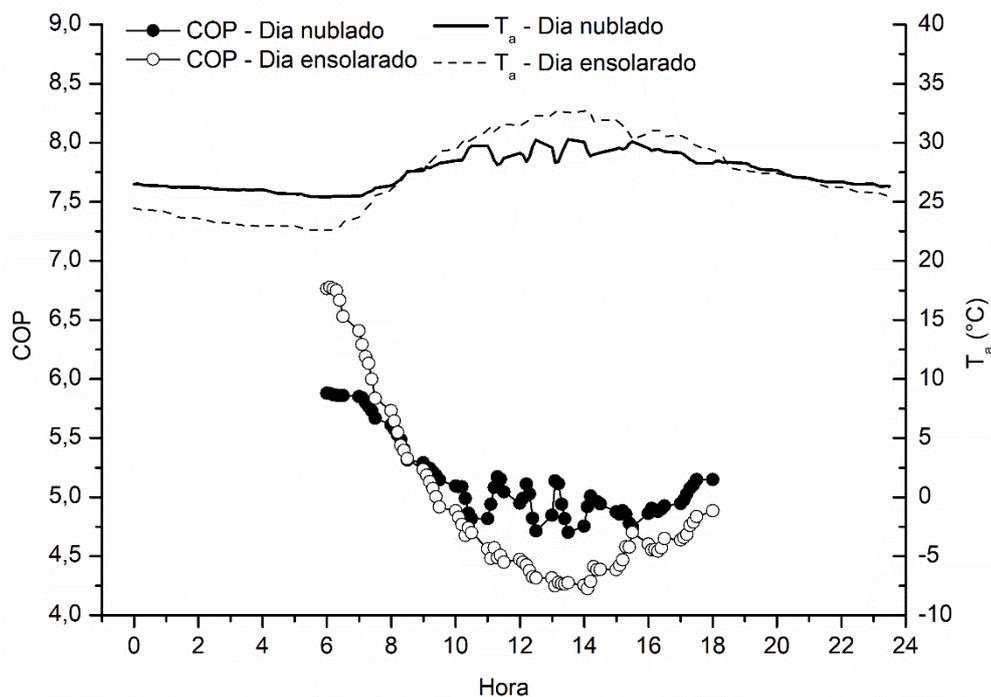


Figura 2.14 - Variação horária do coeficiente de desempenho (COP) do SCA-FV ($T_{ev} = 10$ °C, $P_{FV}^0 = 1400$ Wp).

Conforme apresentado na Fig. 2.14, o COP do sistema variou de 4,7 a 5,9 no dia nublado e de 4,2 a 6,8 no dia ensolarado. De acordo com os resultados obtidos para a temperatura de evaporação $T_{ev} = 10$ °C, o coeficiente máximo de desempenho obtido foi de 6,8 às 6h00 da manhã do dia ensolarado e o menor valor foi de 4,2 às 14h00 do mesmo dia. A razão pela qual o valor do COP mais baixo ocorreu por volta das 14h é que a temperatura externa está mais alta neste momento, e conforme a temperatura externa aumenta, a temperatura do condensador do SCA também aumenta, fazendo com que o desempenho do

sistema tenda a diminuir. O COP depende das propriedades do refrigerante, e consequentemente, é uma função das temperaturas de condensação e evaporação.

A Tabela 2.2 apresenta o COP dos equipamentos testados em condições com temperatura de condensação de 54,4 °C e temperatura de evaporação de 7,2 °C, conforme manual do fabricante do equipamento. À medida que a temperatura de condensação diminui, que é função da temperatura externa, o coeficiente de desempenho tende a aumentar, conforme apresentado em Bilgili [30].

A Figura 2.15 mostra a variação horária da capacidade de condensação do SCA-FV, em kW, para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 W_p. A capacidade de condensação tem um comportamento semelhante à capacidade de resfriamento mostrada na Fig. 2.11, onde esta capacidade aumenta ao longo do dia assim como a irradiância, a temperatura externa e a potência do GFV aumentam, mantendo a temperatura de evaporação constante, o que faz com que o condensador transfira mais calor para o ambiente externo. Os valores máximos ocorreram às 11h40 do dia ensolarado e às 12h40 do dia nublado, com magnitudes de 6,8 kW e 5,3 kW, respectivamente, operando com potência nominal de 1400 W_p.

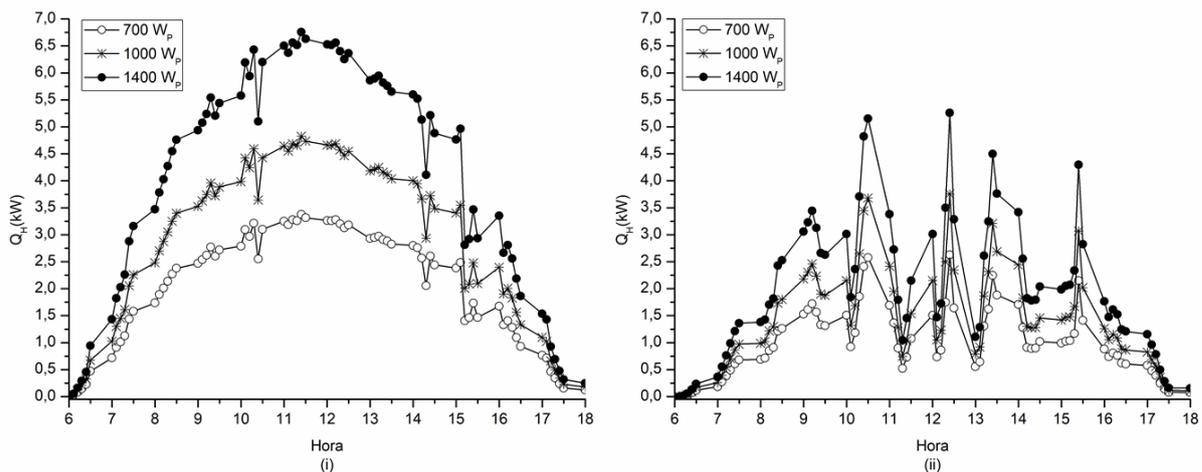


Figura 2.15 - Variação horária da capacidade de condensação do SCA-FV (Q_H) correspondente à potência exigida pelo compressor (W_{Comp}), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 W_p em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_{ev} = 10\text{ °C}$).

As variações da carga térmica nos diferentes dias avaliados, considerando o ambiente da biblioteca do GEDAE, são mostradas na Fig. 2.16.

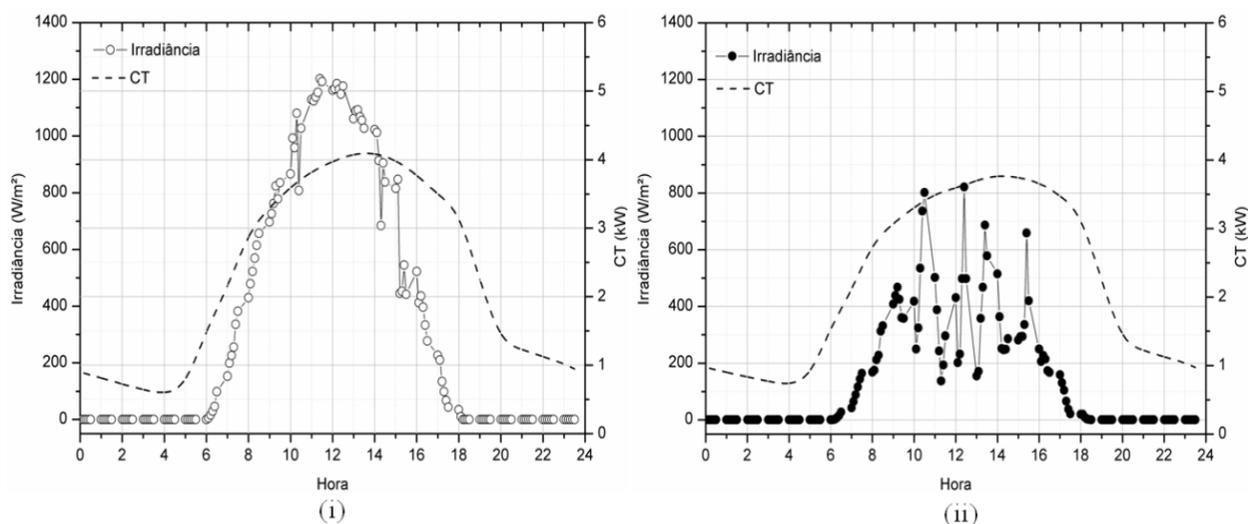


Figura 2.16 - Variação horária da CT e irradiância em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado (valores de carga térmica obtidos a partir dos dados da Tabela 2.3, utilizando HAP 4.9).

Conforme observado, as cargas térmicas horárias para os dias selecionados atingiram valores máximos de 4,1 kW e 3,78 kW para (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado, respectivamente, ambos às 14h00. Os valores de pico de irradiância ocorreram às 11h40 para o dia ensolarado e às 12h40 para o dia nublado, ou seja, devido ao armazenamento térmico na estrutura do edifício, há diferença horária entre os valores máximos de irradiância e CT, como pode ser visto na Fig. 2.16.

A partir do levantamento da carga térmica horária do ambiente simulado e da Eq. (2.5), foi possível estimar os valores da temperatura interna do ambiente simulado conforme a Fig. 2.17, onde é apresentada a variação da temperatura interna do ambiente no (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado, de acordo com a variação da capacidade de resfriamento do SCA e da CT.

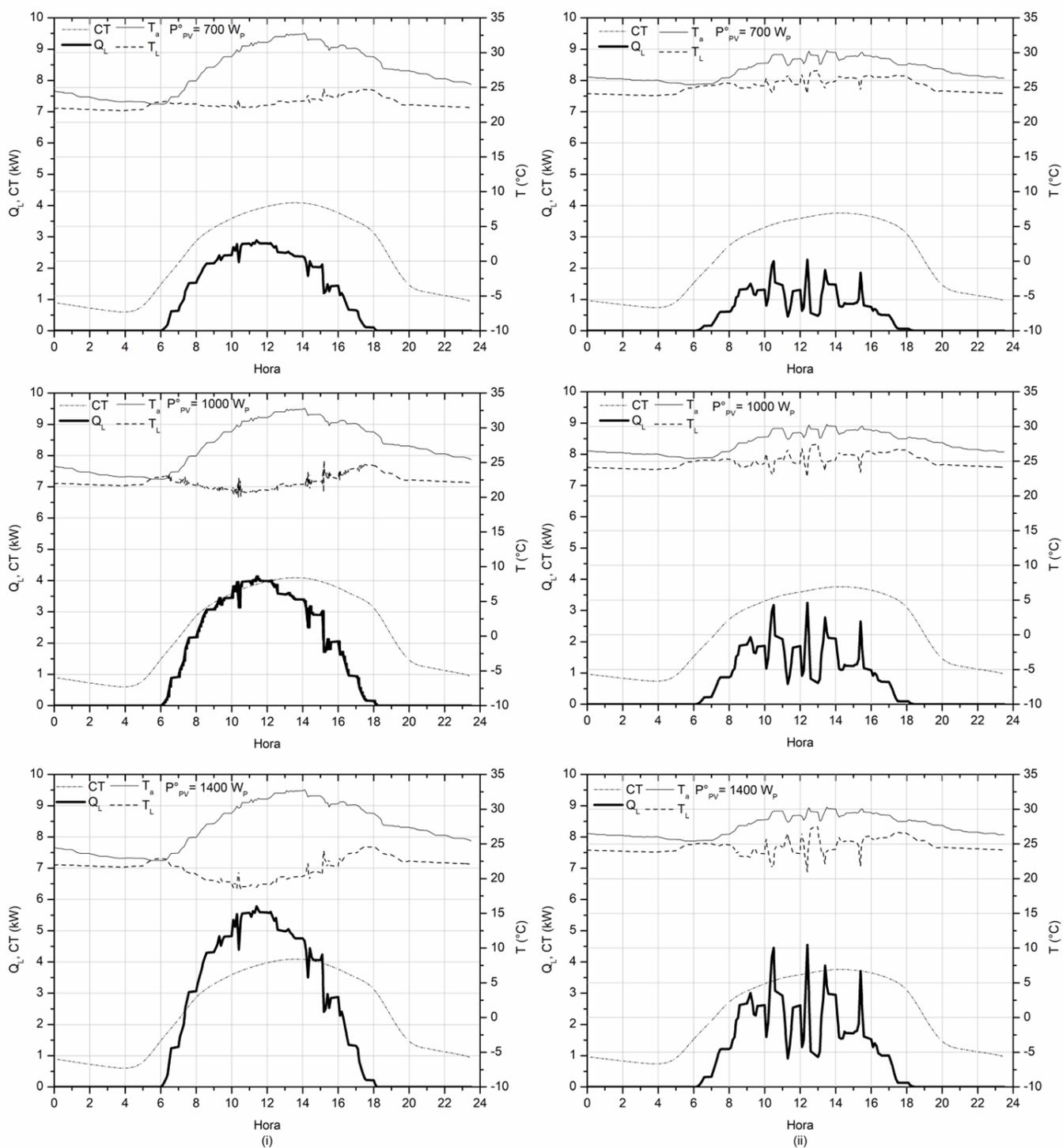


Figura 2.17 - Variação da temperatura interna (T_L) de acordo com a variação da capacidade de resfriamento do SCA-FV (Q_L), para GFVs de potência nominal de 700, 1000 e 1400 W_p em (i) dia ensolarado e (ii) dia nublado ($g_0 = 10,28$, $g_1 = -10,73$, $g_2 = 0,45$, $p_0 = 1$, $p_1 = -0,87$, $T_r = 23$ °C).

Conforme mostrado na Fig.2.17, pode-se observar que no dia ensolarado, a capacidade de resfriamento do SCA superou a CT em um determinado período de operação para P_{FV}^0 igual a 1000 e 1400 W_p . As temperaturas médias encontradas para o ambiente simulado com potências nominais de 700, 1000 e 1400 W_p , durante a operação do SCA, foram 22,6 °C, 21,7 °C e 20,4 °C, respectivamente.

Para o dia nublado, a capacidade de resfriamento do SCA mostrou-se oscilatória devido à energia fornecida pela flutuação do GFV e, portanto, a temperatura interna do ambiente apresentou-se ligeiramente superior à do dia ensolarado. As temperaturas médias encontradas para o ambiente simulado com potências nominais de 700, 1000 e 1400 W_p durante a operação do SCA em dia nublado foram de 26 °C, 25,2 °C e 24,3 °C, respectivamente.

Na Fig. 2.18 é apresentado uma estimativa do comportamento horário da umidade relativa do ambiente condicionado (UR_L) para os dias ensolarado (a) e nublado (b), para o SCA-FV com P_{FV}^0 igual a 1400 W_p .

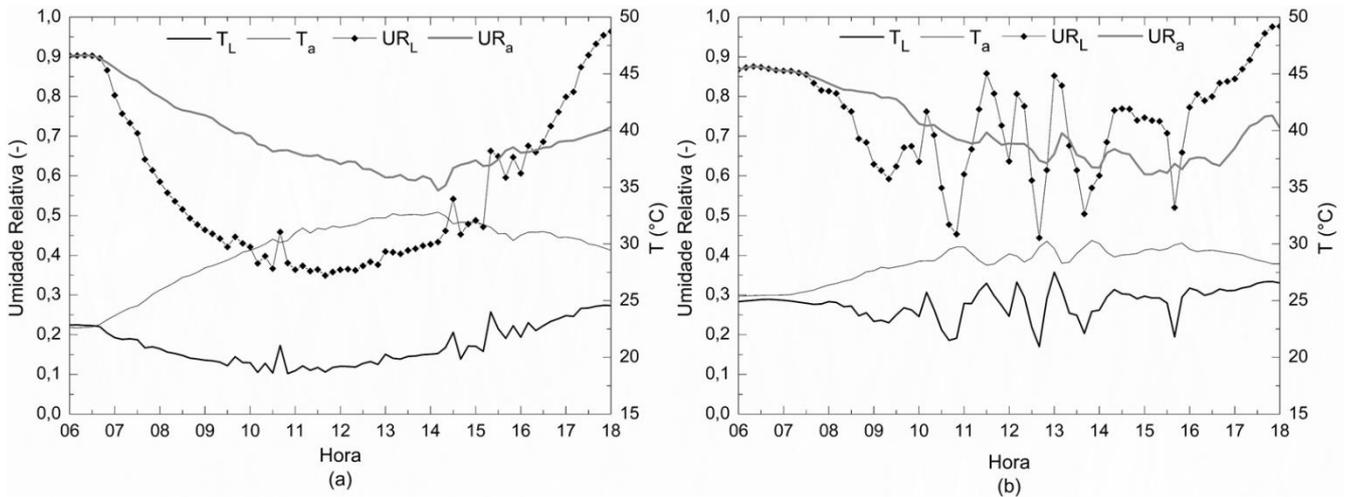


Figura 2.18 – Variação horária da umidade relativa (UR) do ambiente condicionado para os dias (a) ensolarado e (b) nublado.

No início de ambos os dias a UR_L é elevada e igual a umidade do ambiente externo (UR_a). A Fig.2.18(a) mostra que a UR_L sofre uma queda acentuada devido ao início da desumidificação do ambiente, seguida de uma estabilização em um nível mais baixo que a UR_a , ficando com um valor médio de 41% no período de 9h30 às 15h30.

A partir das 15h30, quando a T_L começa a aumentar devido a redução na capacidade de resfriamento do SCA, a UR_L também aumenta, devido ao sistema diminuir a sua capacidade de remoção de umidade do ar, ficando com valores elevados até o final do dia.

Para o dia nublado, Fig.2.18 (b), o SCA inicia sua operação fazendo com que a UR_L sofra uma queda até às 9h20, ficando a partir de então oscilando de acordo com a oscilação da capacidade de resfriamento do SCA, e conseqüentemente da T_L , atingindo um nível mínimo de 44% às 12h40.

A Fig. 2.19 apresenta a carta psicrométrica contendo os estados de temperatura e umidade relativa do ambiente condicionado, alcançados durante o período de operação do SCA, para ambos os dias analisados.

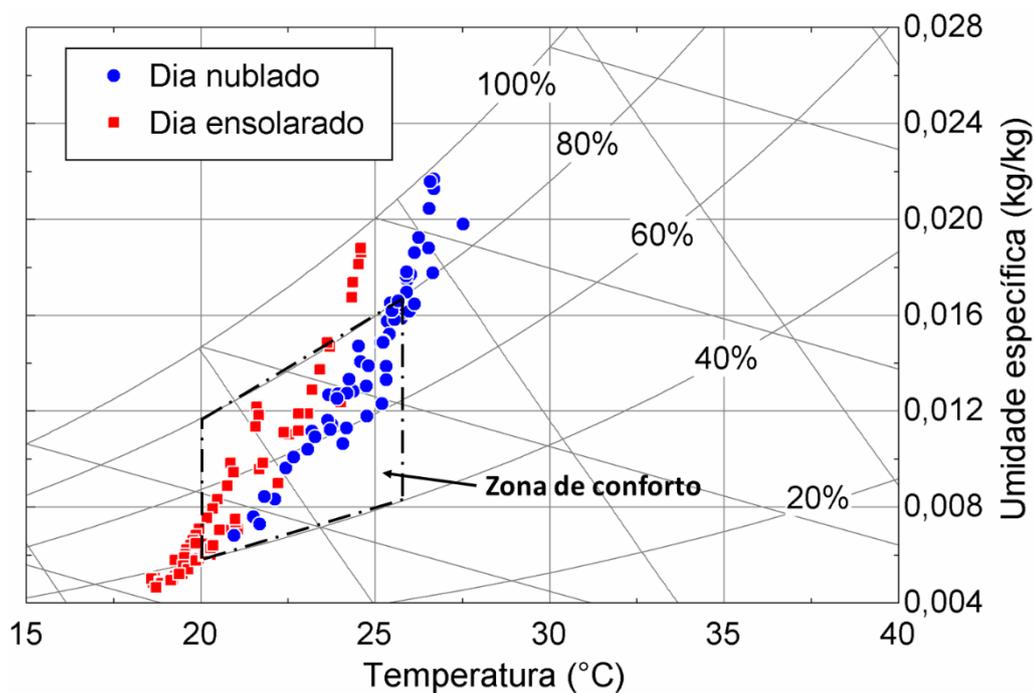


Figura 2.19 - Condições de conforto térmico para o ambiente interno.

A região em destaque refere-se a zona de conforto recomendada pela ISO 9241 [42], em que a temperatura varia de 20 °C a 26 °C, com umidade relativa do ar entre 40 e 80%.

No interior da zona de conforto, os pontos em vermelho representam os estados de temperatura (T_L) e UR_L para operação do SCA em dia ensolarado, e os pontos em azul representam os estados para o dia nublado. Para o dia ensolarado, 33 pontos encontram-se no interior da zona em destaque, mostrando que cerca de 45% do período de funcionamento da biblioteca estaria em condições de conforto para os ocupantes. Já, para o dia nublado, o

número de pontos no interior da zona destacada indica 58% do período dentro dos parâmetros de conforto definidos.

A partir dos resultados obtidos, pode-se concluir que o SCA-FV com P_{FV}^0 igual a 1400 W_p seria suficiente para atender as necessidades de condicionamento de ar do ambiente simulado, mantendo as condições internas, por um determinado período do dia, dentro dos padrões internacionais de conforto, recomendados por [42].

2.4 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foram realizadas análises teóricas do desempenho de um sistema de condicionamento de ar fotovoltaico (SCA-FV). Foram analisados dois perfis de irradiância diários diferentes (ensolarado e nublado). A modelagem dos diferentes componentes do sistema e da carga térmica do edifício possibilitou avaliar a influência das condições climáticas e da potência nominal do GFV.

A simulação horária do SCA-FV mostrou que, conforme a energia consumida pelo compressor aumenta, a capacidade de resfriamento do sistema também aumenta quase linearmente. De acordo com os resultados obtidos, o coeficiente de desempenho do sistema variou de 4,7 a 5,9 no dia nublado e de 4,2 a 6,8 no dia ensolarado. Além disso, conforme aumenta a temperatura externa, a temperatura do condensador do sistema de condicionamento de ar também aumenta, causando uma tendência de diminuição no desempenho do sistema.

As cargas térmicas horárias do ambiente simulado nos dias selecionados atingiram níveis máximos de 3,78 kW e 4,1 kW nos dias nublado e ensolarado, respectivamente, ambas às 14h00, mas devido ao armazenamento térmico na estrutura do edifício, há uma diferença de horário entre os valores máximos de irradiância e carga térmica.

Os dados obtidos mostram que mesmo considerando o menor tamanho do GFV, 700 W_p , consegue-se uma redução significativa da carga térmica do ambiente simulado. No dia ensolarado, as temperaturas médias encontradas no ambiente simulado com potências nominais 700, 1000 e 1400 W_p durante a operação do SCA foram 22,6°C, 21,7°C e 20,4°C, respectivamente, e para o nublado foram 26°C, 25,2°C e 24,3°C.

A análise da umidade relativa do ar, para o ambiente condicionado com um SCA-FV (1400 W_p), mostrou que para o dia ensolarado, cerca de 45% do período de funcionamento

da biblioteca estaria em condições de conforto para os ocupantes, e para o dia nublado, 58% do período.

A partir dos resultados obtidos, foi possível concluir que o SCA-FV com potência nominal de 1400 Wp seria interessante para atender às necessidades de condicionamento de ar do ambiente simulado, mantendo a temperatura interna dentro dos padrões internacionais de conforto, na faixa de 20°C a 26°C e umidade relativa entre 40% e 80%, contribuindo para a redução do consumo da energia elétrica da rede convencional e não necessita de nenhuma autorização da concessionária local, pois não há conexão com a rede.

Apesar do sistema de acoplamento direto, sem baterias, demonstrar que possui uma regulação natural dos parâmetros de conforto do ambiente, sua aplicação é restrita ao período diurno e dependendo do porte do sistema, pode necessitar de um sistema de condicionamento de ar complementar do tipo convencional.

A não utilização de um banco de baterias para armazenamento de energia faz com que o sistema desperdice a energia gerada nos momentos de não ocupação do ambiente condicionado, contudo essa desvantagem poderia ser minimizada, chaveando-se o gerador FV do sistema para alimentar um inversor para conexão à rede sempre que o sistema de condicionamento de ambiente não estivesse operando.

Como o sistema proposto opera com a regulação natural dos parâmetros de conforto do ambiente interno, há uma oscilação na temperatura interna do ambiente que exigiria um controle de estabilidade.

A operação de sistemas de acoplamento direto em paralelo com outros sistemas convencionais alimentados pela rede elétrica, pode ser utilizada para avaliar e quantificar a redução no consumo de energia da concessionária. Além disso, é possível realizar um estudo de um sistema de acoplamento direto, suportado por banco de baterias, para que também possa ser utilizado durante a noite.

Por fim, os resultados aqui apresentados mostram que o sistema de condicionamento de ar fotovoltaico (SCA-FV) tem a capacidade natural de reduzir a temperatura interna do ambiente da edificação, contribuindo significativamente para a redução da carga térmica e, conseqüentemente, reduzindo a demanda por energia elétrica. Além disso, os resultados mostram como uma condição climática quente e úmida, como a de Belém-Brasil, pode influenciar o desempenho energético da SCA-FV.

Agradecimentos

- Conselho Nacional de Pesquisa - CNPq,
- Grupo de Estudos e Desenvolvimento em Alternativas Energéticas - GEDAE/UFPA,
- Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia – PRODERNA

2.5 REFERÊNCIAS

[1] OECD/IEA, 2013, “Transition to Sustainable Buildings—Strategies and Opportunities to 2050,” International Energy Agency, Paris, France, accessed Feb. 21, 2018, <http://www.iea.org/etp/buildings>.

[2] Atam, E., 2017, “Current Software Barriers to Advanced Model-Based Control Design for Energy-Efficient Buildings,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 73, pp. 1031-1040.

[3] Boyano, A., Hernandez, P., and Wolf, O., 2013, “Energy Demands and Potential Savings in European Office Buildings: Case Studies Based on EnergyPlus Simulations,” *Energy Build.*, 65, pp. 19–28.

[4] Fumo, N., 2014, “A Review on the Basics of Building Energy Estimation,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 31, pp. 53–60.

[5] Fridley, D. G., Zheng, N., and Zhou, N., 2008, “Estimating Total Energy Consumption and Emissions of China’s Commercial and Office Buildings,” Lawrence Berkeley National Laboratory, Report No. LBNL- 248E.

[6] Lopes, A. C. P., Oliveira Filho, D., Altoe, L., Carlo, J. C., and Lima, B. B., 2016, “Energy Efficiency Labeling Program for Buildings in Brazil Compared to the United States’ and Portugal’s,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 66, pp. 207–219.

- [7] Aguilar, F. J., Aledo, S., Quiles, P. V., 2017, "Experimental Analysis of an Air Conditioner Powered by Photovoltaic Energy and Supported by the Grid," *Applied Thermal Engineering*, v. 123, pp. 486-497.
- [8] Aguilar, H. M. C ., Pinho, J. T ., Galhardo, M. A. B., 2007, "Design of an Efficient Building in Hot and Humid Climate," II Brazilian Congress of Energy Efficiency, Vitória.
- [9] Y.L. Yin, X.Q. Zhai, R.Z. Wang., 2013, "Experimental investigation and performance analysis of a mini-type solar absorption cooling system," *Appl. Therm. Eng.* 59, pp. 267-277.
- [10] Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D., Gutiérrez, G., 2008, "Air conditioning using an aircooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005," *Appl. Therm. Eng.* 28, pp. 1074-1081.
- [11] Zhai, X.Q., Qu, M., Li, Yue., Wang, R.Z., 2011, "A review for research and new design options of solar absorption cooling systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.* 15, pp. 4416-4423.
- [12] D.S. Kim, C.A. Infante, Ferreira, 2008, "Solar refrigeration options – a state of the art review," *Internat. J. Refrig.* 31 (1), pp. 3-15.
- [13] Chen, H., Riffat, S. B., and Fu, Y., 2011. Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 31(17-18), pp. 4132-4138.
- [14] Fong, K. F., Chow, T. T., Lee, C. K., Lin, Z., and Chan, L. S, (2010), "Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city," *Solar Energy*, 84(2), pp. 227-244.
- [15] Otanicar, T., Taylor, R. A., and Phelan, P., 2012, "Prospects for solar cooling - An economic and environmental assessment," *Solar Energy*, 86(5), pp. 1287-1299.
- [16] Noro, M., and Lazzarin, R. M. 2014, "Solar cooling between thermal and photovoltaic: An energy and economic comparative study in the Mediterranean conditions," *Energy*, 73, pp. 453-464.

- [17] Gupta, B. L., Bhatnagar, M., and Mathur, J., 2014, "Optimum sizing of FV panel, battery capacity and insulation thickness for a photovoltaic operated domestic refrigerator," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 7, pp. 55-67.
- [18] Vaishak, S., and Bhale, P. V., 2019, "Effect of dust deposition on performance characteristics of a refrigerant based photovoltaic/thermal system", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 36, 100548.
- [19] Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., El Rhafiki, T., Mourad, Y., and Zeraouli, Y., 2015, "Economic and environmental assessment of solar air-conditioning systems in Morocco," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, pp. 770-781.
- [20] Lazzarin, R. M., and Noro, M., 2018, "Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations" *Solar Energy*, 172, pp. 2-13.
- [21] Aguilar, F., Crespi-Llorens, D., and Quiles, P. V., 2019, "Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid," *Solar Energy*, 180, pp. 169-179.
- [22] Zhao, B. Y., Li, Y., Wang, R. Z., Zhao, Z. G., and Taylor, R. A., 2018, "A universal method for performance evaluation of solar photovoltaic air-conditioner," *Solar Energy*, 172, pp. 58-68.
- [23] Huang, B. J., Hou, T. F., Hsu, P. C., Lin, T. H., Chen, Y. T., Chen, C. W., ... and Lee, K. Y., 2016, "Design of direct solar FV driven air conditioner," *Renewable energy*, 88, pp. 95-101.
- [24] Li, Y., Zhao, B. Y., Zhao, Z. G., Taylor, R. A., and Wang, R. Z., 2018, "Performance study of a grid-connected photovoltaic powered central air conditioner in the South China climate," *Renewable energy*, 126, pp. 1113-1125.
- [25] Aguilar, H. M., Galhardo, M. A., and Pinho, J. T., 2018, "Application of Energy Conservation Measures and Their Impact on the Thermal-Energetic Performance of a Building in the Brazilian Amazon Region: A Case Study," *J Sol Energ*, 140(3).

- [26] ANEEL, 2012, “Normative Resolution No. 482, April 17, 2012,” National Electric Energy Agency, Brasilia, Brazil, accessed Feb. 21, 2018, <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/pubren2012482.pdf>.
- [27] ANEEL, 2015, “Normative Resolution No 687, of November 24, 2015,” National Electric Energy Agency, Brasilia, Brazil, accessed Feb. 21, 2018, <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/pubren2015687.pdf>.
- [28] G.K. Singh., 2013, “Solar power generation by FV (photovoltaic) technology: A review,” *Energy* 53, pp. 1–13.
- [29] Júnior, W. B., Macêdo, W. N., and Pinho, J. T., 2014, “Analysis of characteristic parameters of commercial photovoltaic modules,” *Energy Procedia*, 57, pp. 4-13.
- [30] Bilgili, M., 2011, “Hourly simulation and performance of solar electric-vapor compression refrigeration system,” *Solar Energy*, 85(11), pp. 2720-2731.
- [31] Calm, J. M., & Domanski, P. 2004, “R-22 replacement status,” *ASHRAE journal*, 46, pp. 29-39.
- [32] Green, C, and McDonald, R., “Modeling and Test of the Efficiency of Electronic Speed Controllers for Brushless DC Motors,” 15th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations Conference, Dallas, Texas, June, 2015.
- [33] Sivakumar, S., Sathik, M. J., Manoj, P. S., and Sundararajan, G., 2016, “An assessment on performance of DC–DC converters for renewable energy applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 58, pp. 1475-1485.
- [34] Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Kaynakli, O., Coskun, S., Yamankaradeniz, N., 2009, “Refrigeration techniques and heat pump applications,” second ed. Dora Company, Bursa, Turkey. ISBN: 978-605-4118-14-4 (in Turkish).
- [35] Tassou, S.A. and Qureshi, T.Q., 1998, “Comparative performance evaluation of positive displacement compressor in variable-speed refrigeration application,” *International Journal of Refrigeration*, v. 21, pp. 29–41.

- [36] Özgoren, M., Erdoğan, K., Kahraman, A., Solmaz, O., and Köse, F., 2010, "Calculation of dynamic cooling load capacity of a building air-conditioning powered by wind or solar energy," International Aegean Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5), Pamukkale Universitesi, Denizli, pp. 27-30.
- [37] Rawat, R., Kaushik, S. C., and Lamba, R., 2016, "A review on modeling, design methodology and size optimization of photovoltaic based water pumping, standalone and grid connected system," Renewable and Sustainable Energy Reviews, 57, pp. 1506-1519.
- [38] Odeh, N., Grassie, T., Henderson, D., and Muneer, T., 2006, "Modelling of flow rate in a photovoltaic-driven roof slate-based solar ventilation air preheating system," Energy conversion and management, 47(7-8), pp. 909-925.
- [39] Carrier Corporation, "Hourly Analysis Program Quick Reference Guide," pp. 1– 144, 2015.
- [40] Wang, S. K., 2000, "Handbook of air conditioning and refrigeration (Vol. 2)," Load Calculations, New York: McGraw-Hill, pp. 6.1 - 6.55.
- [41] Çengel, Y., Boles, M., (2015). Thermodynamics an Engineering Approach, Eight ed. McGraw-Hill Book Company, New York.
- [42] ABNT, "Norma ISO 9241-11: Ergonomia da interação humano-sistema," 2011.

3 MODELAGEM COMPUTACIONAL PARA AVALIAÇÃO EXERGÉTICA DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR COM ACOPLAMENTO DIRETO

Este trabalho propõe uma análise exergética de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente a um sistema fotovoltaico, via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade, sem o uso de banco de baterias ou de rede elétrica de suporte, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia, para dois perfis de irradiância diferentes, ou seja, dia ensolarado e dia nublado. Os resultados das simulações e análises realizadas mostram que a irreversibilidade aumenta ao longo do dia para os componentes do sistema, sendo maior para o sistema FV, seguida pelo compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão, para o dia ensolarado. Além disso, os resultados indicaram que a eficiência exergética para os sistemas analisados variou de um mínimo de 2,57 % a um máximo de 19,32 % para o sistema de condicionamento de ar, já para os sistemas FV e o sistema combinado, operando em dia ensolarado, as variações foram de 11 % à 13,83 % e de 0,35 % à 2,14 %, respectivamente. Finalmente, as simulações e análises propostas podem ser utilizadas para estimar o desempenho de sistemas de condicionamento de ar diretamente acoplados a sistemas FV, baseados unicamente na regulação natural da energia solar em condições climáticas específicas.

Palavras-chave: Sistema fotovoltaico, unidade de condicionamento de ar, análise exergética, resfriamento solar.

3.1 INTRODUÇÃO

Os recursos energéticos e sua utilização estão diretamente relacionados ao desenvolvimento sustentável. Para alcançar este desenvolvimento, o aumento da eficiência energética dos processos que utilizam recursos de energia renovável desempenha um papel importante, Hepbasli [1].

Para a melhoria dos sistemas energéticos, dois métodos são empregados para avaliação do seu comportamento em determinadas condições de operação, que são: as análises de energia e exergia. De acordo com Bayrakci e Ozgur [2] na avaliação da eficiência

dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, a medida mais comumente usada é a eficiência energética, que é modificada para um coeficiente de desempenho. No entanto, indicando as possibilidades de melhoria termodinâmica, a análise de energia é inadequada e ou/insuficiente, sendo a análise de exergia mais adequada para determinar o desempenho máximo do sistema e identificar os locais de irreversibilidade.

De acordo com Szargut et al. [3,4], por essas razões, a abordagem para análise de processos energéticos usa a análise de exergia, que fornece uma visão mais realista do processo. A análise de exergia é o método termodinâmico contemporâneo usado como uma ferramenta avançada e útil para avaliação de processos de engenharia. Enquanto, a análise de energia é baseada na primeira lei da termodinâmica, a análise de exergia é baseada tanto na primeira como na segunda lei da termodinâmica, Ahamed et al. [5]

O resfriamento solar é uma das aplicações de sistema de conversão de energias renováveis, sendo mais vantajoso pelo fato de que a demanda por resfriamento é maior nos horários do dia em que a disponibilidade de irradiância também é elevada. Além disso, o resfriamento é muito mais desejável em climas mais quentes do que em regiões mais frias, conforme Kaushik et al. [6] e Salilih e Birhane [7].

A cidade de Belém, no estado brasileiro do Pará, possui um clima caracteristicamente quente e úmido, ou seja, clima equatorial devido à sua proximidade com a linha do Equador. Soma-se ao fato que a alta precipitação e umidade estão associadas a altas temperaturas ao longo do ano, enquanto há uma pequena variação entre as temperaturas diurnas e noturnas. Os níveis de irradiação solar que atingem os edifícios são muito elevados e, combinados com temperaturas exteriores superiores a 30 °C, conduzem a situações de desconforto térmico, tornando interessante a avaliação e aplicação de sistemas de condicionamento de ar alimentados por energia solar fotovoltaica para a cidade de Belém, Aguilar et al. [8].

A análise exérgica de um sistema de condicionamento de ar pode ser realizada analisando os componentes do sistema separadamente, identificando os principais locais de irreversibilidade e direcionando para os pontos de potenciais melhorias.

Alguns trabalhos teóricos e experimentais foram realizados, utilizando sistemas de refrigeração com geração fotovoltaica. Bilgili [9] investigou teoricamente um sistema de refrigeração por compressão de vapor elétrico - solar com acoplamento não direto e com o uso de um banco de baterias para armazenamento de energia, para diferentes temperaturas de evaporação e distintos meses na cidade de Adana, localizada na região sul da Turquia.

Aguillar et al. [10] investigaram experimentalmente um equipamento de condicionamento de ar suprido energeticamente, e simultaneamente por um sistema

fotovoltaico conectado à rede elétrica, com o objetivo de analisar as reais possibilidades de sua viabilidade técnica e econômica na utilização de sistemas fotovoltaicos para fornecimento de energia a equipamentos de condicionamento de ar sem baterias ou reguladores de carga, com a utilização de fonte de energia convencional para fornecer energia elétrica quando a energia fotovoltaica é insuficiente.

A partir de uma análise termodinâmica mais apropriada para investigação da eficiência dos sistemas térmicos alimentados de modo convencional, Ahamed et al.[5] analisaram as possibilidades de pesquisas no campo da análise de exergia em vários setores onde sistemas de refrigeração por compressão de vapor são utilizados e verificaram que a exergia depende da temperatura de evaporação, temperatura de condensação, sub-resfriamento e pressão do compressor, bem como da temperatura ambiente.

Salilih e Birhane [7] propuseram um método para a análise e simulação de sistema de refrigeração por compressão de vapor, suprido por energia solar, com compressor de velocidade variável de 48 V diretamente acoplado ao gerador fotovoltaico, em condições climáticas reais, onde demonstraram dentre outras variáveis, a variação horária na exergia da potência de resfriamento do sistema de refrigeração, para temperaturas de evaporação e condensação de $-12,22^{\circ}\text{C}$ e 49°C , respectivamente.

Bayrakci e Ozgur [11] realizaram uma comparação do desempenho energético e exergético de um sistema de refrigeração por compressão de vapor usando quatro tipos de refrigerantes a base de hidrocarbonetos puros (HC). Anand e Tyagi [12] apresentaram uma análise experimental detalhada do ciclo de refrigeração por compressão de vapor de 2 toneladas de refrigeração para diferentes percentuais de carga de refrigerante usando análise de exergia, onde foram calculadas o coeficiente de desempenho, destruição exergética e eficiência exergética para quantidades variáveis de gás refrigerante.

Mosaffa et al. [13] estudaram um sistema de condicionamento de ar composto por uma combinação de armazenamento térmico de calor latente (LHTS) e refrigeração por compressão de vapor, onde realizaram uma análise exergética avançada e demonstraram que toda a destruição exergética da unidade LHTS é endógena, o que indica que a destruição total exergética da unidade LHTS se deve apenas às suas irreversibilidades.

Sogut [14] avaliou o desempenho exergético e ambiental de condicionadores de ar ambiente vendidos no mercado da Turquia, utilizando o fator de eficiência exergética ou COP exergético e o impacto de aquecimento equivalente total modificado.

Aman et al. [15] realizaram análises de energia e exergia para avaliar o desempenho e o potencial de um resfriador de absorção de água - amônia movido a energia solar para

aplicações de ar condicionado residencial. Joshi et al. [16] fizeram uma revisão completa dos sistemas fotovoltaicos e fotovoltaicos/térmicos, com relação ao seu desempenho, incluindo os aspectos de eficiência elétrica, térmica, energética e exergetica.

Sanaye, et al. [17] propuseram um estudo de otimização térmica e econômica de um sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor, com o objetivo de conhecer o custo total por unidade de carga de resfriamento do sistema, incluindo investimento de capital para componentes, bem como o custo de eletricidade necessário.

De modo geral, muitos trabalhos foram realizados no campo de sistemas de refrigeração alimentados por energia solar, mas poucos são os que consideram o acoplamento direto dos sistemas, utilizando dados comerciais de engenharia para os componentes, e levando em consideração a flutuação da energia gerada para alimentação do compressor, por conta da oscilação dos níveis de irradiância e temperatura ambiente ao longo do dia, além de que os estudos já realizados em refrigeração solar, em sua maioria, não utilizaram uma análise exergetica envolvendo o sistema combinado para verificação da irreversibilidade em cada componente e os pontos de melhoria no sistema proposto.

Portanto, este trabalho propõe uma análise exergetica de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente por um gerador fotovoltaico (SCA-FV), via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da amazônia, conforme metodologia utilizada em Santos et al. [18] na cidade de Belém, capital do estado do Pará.

3.1.1 Descrição do sistema

O sistema de condicionamento de ar fotovoltaico (SCA-FV), em estudo, consiste de um gerador fotovoltaico (GFV), constituído de 8 módulos fotovoltaicos de silício cristalino e com potência de pico por módulo de 175 W, modelo KC175GT - Kyocera, conectados em série, cujas especificações técnicas encontram-se na Tabela 3.1, acoplado a um conversor c.c.-c.c. que regula a tensão cc, de modo adequado à entrada do ESC, e um sistema de condicionamento de ar, do tipo split inverter, modelo AR18JSSPSGM/AZ – Samsung, com capacidade de resfriamento nominal de 5,28 kW e coeficiente de desempenho de 3,48. O GFV possui capacidade instalada de 1400 Wp em condições padrões de ensaio, cujos os módulos são analisados com ângulo de inclinação de 10 graus e orientação para o norte

geográfico. A Fig. 3.1 e a Tabela 3.2 mostram a configuração do sistema SCA-FV e as características técnicas do equipamento de condicionamento de ar, respectivamente.

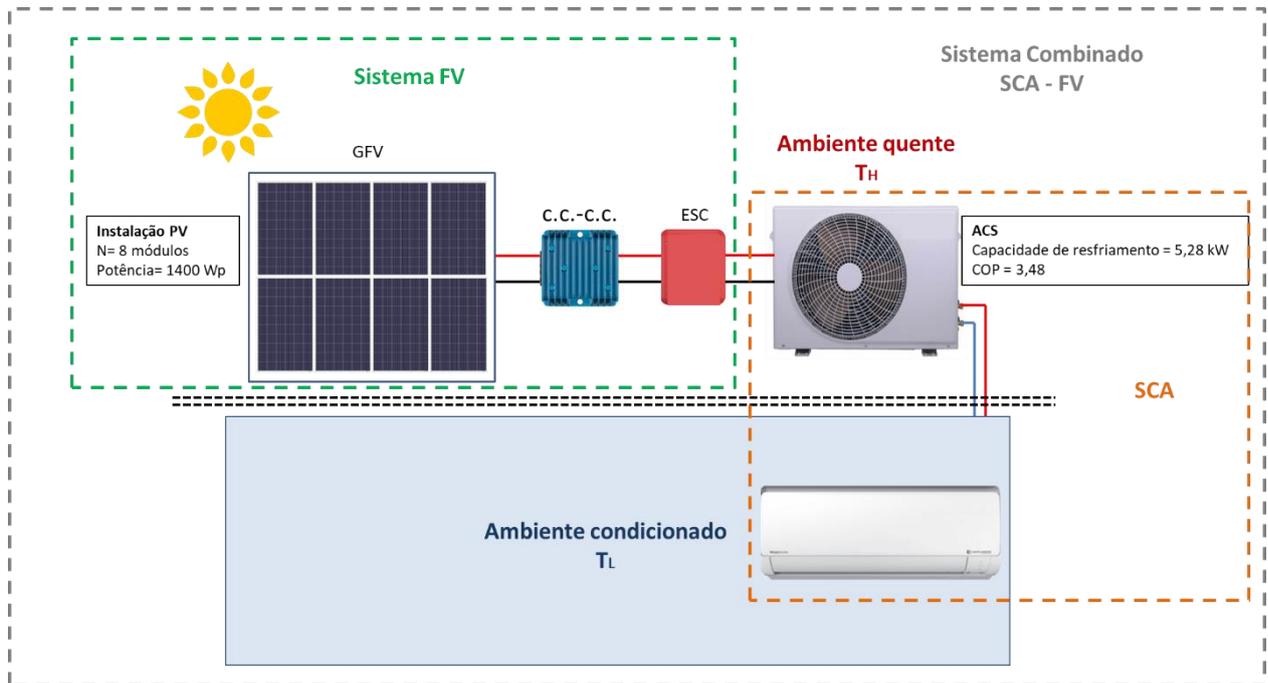


Figura 3.1 – Configuração do sistema SCA-FV.

Tabela 3.1 - Especificações do módulo fotovoltaico KC175GT (Fonte - Kyocera)

Desempenho elétrico sob condições padrões de ensaio (STC). Irradiância = 1000 W/m², AM = 1,5; T_{c,ref} = 25 °C			
	Simb.	Nom.	Unid
Potência máxima	W_{max}	175	W
Tensão máxima	V_{mpp}	23,6	V
Corrente máxima	I_{mpp}	7,42	A
Tensão de circuito aberto	V_{oc}	29,2	V
Corrente de curto circuito	I_{sc}	8,09	A
Coefic. de temperatura de V_{oc}	kv	$-1,09 \times 10^{-1}$	V/°C
Coefic. de temperatura de I_{sc}	ki	$3,18 \times 10^{-3}$	A/C°
Característica do módulo			
Comprimento × Largura × Profundidade		(1290×990×36)	mm

Tabela 3.2 - Especificações Técnicas do sistema de condicionamento de ar

Technical specifications	Simb.	Nom.	Unid
Capacidade de Resfriamento (Mín – Nom. - Máx.)	Q _L	1,61 - 5,28 - 6,01	kW
Coefficiente de desempenho	COP	3,48	W/W
Potência nominal	W _{el}	1,5	kW
Corrente de operação	I	7,6	A
Gás refrigerante		R410A	
Tipo de compressor		BLDC (brushless DC) Motor	
Condições de teste	Simb	Nom.	Unid
Temp. de condensação	T _{cond}	54,4	°C
Temp. de evaporação	T _{ev}	7,2	°C
Temp. ambiente	T _a	35	°C
Aplicações típicas		Normal	Tropical
Temp. de condensação (°C)		28 ~ 65	28,0 ~ 74,5
Temp. de Evaporação (°C)		-25,0 ~ 12,7	

3.2 METODOLOGIA E ANALISE DO SISTEMA

3.2.1 Dados meteorológicos

Os dados meteorológicos utilizados neste trabalho foram obtidos junto ao Grupo de Estudos e Desenvolvimento de Alternativas Energéticas da Universidade Federal do Pará - GEDAE / UFPA, localizado na cidade de Belém - PA, na região amazônica brasileira, cujas coordenadas são: 1° 27 'S, longitude de 48° 48' O e altitude de 16 m, velocidade do vento média de 1,5 m/s. Os dados foram obtidos por meio do sistema de monitoramento (Datalogger) que coleta dados medidos em uma estação meteorológica localizada no GEDAE, utilizando a seguinte instrumentação: sensor de temperatura externa e umidade relativa, modelo HC2S3, e piranômetro Kipp & Zonen modelo CMP6, cujas especificações técnicas são apresentados na Tabela 3.3. Dados de irradiância e temperatura ambiente para dias típicos de sol e nublados são usados neste estudo. As medições realizadas foram integralizadas em intervalos de 10 minutos.

Tabela 3.3 - Especificações Técnicas dos instrumentos HC2S3 e CMP6

HC2S3 (sensor de temperatura externa / umidade relativa)		
Especificações Técnicas	Nom.	Unid
Limites Operacionais:	-40 to 100	°C
Temperatura de armazenamento:	-50 to 100	°C
Sensor:	PT100 RTD, IEC 751 1/3 Classe B, com condicionamento de sinal calibrado	
Faixa de medição:	-50 to 100 (Padrão -40 to 60)	°C
Precisão a 23 ° C:	± 0,1 com configurações padrão	°C
Estabilidade de longa duração::	< 0,1	°C/ano
Constante de tempo do sensor [mudança de passo de 63% (fluxo de ar de 1 m / s no sensor)] Filtro de PE padrão:	≤ 22	s
CMP6 (sensor piranômetro)		
Irradiância máxima:	2000	W/m ²
Gama espectral (50% pontos):	285 to 2800	nm
Tempo de resposta (95%):	<18	s
Incerteza diária esperada:	<5	%
Zero offset devido a radiação térmica (200 W.m – 2):	<15	W/m ²
Não estabilidade (mudança / ano):	<1	%
Erro direcional (até 80 ° com feixe de 1000 W.m – 2):	<20	W/m ²
Erro de inclinação (a 1000 W.m – 2):	<1	%
Precisão de nível:	0,1	deg
Temperatura de operação:	-40 to 80	°C

3.2.2 Potência gerada pelo sistema fotovoltaico

Um modelo para determinar a potência máxima capaz de ser fornecida por um GFV sob uma dada condição de operação é sugerido por Rawat et al. [19], como apresenta a Eq. (3.1).

$$W_{FV} = P_1 G [1 + \gamma_m (T_c - T_{c,ref})] \quad (3.1)$$

Onde γ_m corresponde ao coeficiente de temperatura no ponto de máxima potência, T_c é a temperatura da célula solar e $T_{c,ref}$ é a temperatura da célula solar sob condições padrões de ensaio (STC), ou seja, 25 °C e massa de ar de 1,5, G é a irradiância no plano do gerador. P_1 é a razão entre a potência nominal do GFV e a irradiância nas STC, ou seja, 1000 W.m⁻², conforme mostra a Eq. (3.2).

$$P_1 = \frac{P_{FV}^0}{G_{ref}} \quad (3.2)$$

Este modelo foi escolhido devido à sua empregabilidade na engenharia de energia fotovoltaica, atendendo perfeitamente ao propósito deste trabalho. Além disso, considera os dois parâmetros principais que afetam a potência de saída do GFV, a irradiância incidente no plano do gerador e a temperatura da célula solar.

A potência gerada pelo sistema fotovoltaico (W_{FV}) é entregue ao conjunto (conversor c.c.-c.c. + ESC), cuja eficiência foi considerada igual a 95%, e então aciona o motor elétrico do compressor do SCA, proporcionando a variação do fluxo de massa do fluido refrigerante de acordo com a variação da potência gerada.

A temperatura da célula solar pode ser obtida a partir da temperatura ambiente e é apresentada em Odeh et al. [20] como mostra a Eq. (3.3).

$$T_c = T_a + \frac{G}{800W/m^2} (T_{NOCT} - 20^\circ C) \quad (3.3)$$

Onde T_a é a temperatura ambiente medida, G é a irradiância no plano do gerador e T_{NOCT} é a temperatura nominal de operação da célula solar, geralmente fornecida pelos fabricantes de módulos FV.

3.2.3 Análise exergética do sistema fotovoltaico - FV

De acordo com Bayrak et al. [11] a exergia elétrica do sistema fotovoltaico visa utilizar a energia presente como energia útil, onde a análise exergética leva em consideração a qualidade ou capacidade da energia e pode ser expressa por um balanço geral de exergia fotovoltaica tal como apresentado na Eq. (3.4).

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \sum \dot{E}x_{loss} + \sum I_r \quad (3.4)$$

$\dot{E}x_{in}$ é a exergia associada à radiação solar incidente no módulo fotovoltaico, $\dot{E}x_{out}$ é a exergia contida na energia elétrica gerada pelo módulo fotovoltaico, $\dot{E}x_{loss}$ indica a quantidade de exergia que foi dissipada ou perdida durante o processo de conversão da radiação solar em energia elétrica e a I_r é a exergia que não pode ser recuperada nem convertida em trabalho útil e é geralmente associada a irreversibilidades no sistema.

A exergia de entrada de um sistema fotovoltaico inclui apenas exergia de intensidade de irradiância como mostram as Eqs. (3.5) e (3.6). (Bayrak et al. [11] e Petela [21]).

$$\dot{E}x_{in} = GA \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_s} \right)^4 \right] \quad (3.5)$$

Ou

$$\dot{E}x_{in} = \left(1 - \frac{T_a}{T_s} \right) GA \quad (3.6)$$

Em que T_s é a temperatura do sol, considerada como 5.777 K, T_a é a temperatura ambiente, G é a irradiância e A é a área do gerador.

Uma expressão, ver Eq. (3.7), para a exergia de saída foi apresentada por Bayrak et al. [11] e Joshi et al. [22].

$$\dot{E}x_{out} = \dot{E}x_{el} - \dot{E}x_{ther} \quad (3.7)$$

Onde $\dot{E}x_{el}$ é a exergia elétrica e $\dot{E}x_{ther}$ é a exergia térmica. A $\dot{E}x_{el}$ pode ser expressa de acordo com a Eq. (3.8), apresentada em Pandey et al [23].

$$\dot{E}x_{el} = V_{oc}I_{sc} - I_{r,el} \quad (3.8)$$

$I_{r,el}$ é a irreversibilidade elétrica e pode ser calculada pela Eq. (3.9).

$$I_{r,el} = V_{oc}I_{sc} - V_m I_m \quad (3.9)$$

A exergia térmica $\dot{E}x_{ther}$ de um sistema fotovoltaico é constituída pela perda de calor da superfície do sistema fotovoltaico para o ambiente, que pode ser dada conforme apresenta a Eq. (3.10). (Pandey et al. [23], Bayrak et al. [11] e Joshi et al. [22]).

$$\dot{E}x_{ther} = \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) \dot{Q} \quad (3.10)$$

Onde, \dot{Q} é dado pela Eq. (3.11).

$$\dot{Q} = h_{ca}A(T_c - T_a) \quad (3.11)$$

O coeficiente de transferência de calor h_{ca} (convectivo e radiativo) da célula solar para o ambiente pode ser calculado considerando a velocidade do vento (v), a massa específica do ar e as condições circundantes, Tiwari [24], como apresenta a Eq. (3.12).

$$h_{ca} = 5,7 + 3,8v \quad (3.12)$$

As Eqs. (3.7) e (3.8) incluem perdas energéticas internas e externas, em que a perda interna dá-se por conta da irreversibilidade elétrica, isto é, $I_{r,el}$ e as externas por conta da

perda de calor, $\dot{E}x_{d,ther}$ que é numericamente igual a $\dot{E}x_{ther}$ para o sistema FV, de acordo com Pandey et al [23]. Assim, a degradação de exergia no sistema fotovoltaico pode ser dada pela Eq. (3.13), onde o decréscimo na qualidade da energia é chamada de destruição de exergia ou irreversibilidade.

$$I_{r,FV} = I_{r,el} + I_{r,ther} \quad (3.13)$$

Usando as Eqs. (3.8)-(3.12) a exergia de saída do sistema FV pode ser calculada pela Eq. (3.14).

$$\dot{E}x_{out} = V_m I_m - \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) h_{ca} A (T_c - T_a) \quad (3.14)$$

A eficiência exergética do módulo FV é descrita como a proporção da exergia total de saída em relação à exergia total de entrada, apresentada em Pandey et al. [23], Bayrak et al. [11] e Joshi et al. [22], conforme Eqs. (3.15) e (3.16).

$$\eta_{Ex,FV} = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} \quad (3.15)$$

$$\eta_{Ex,FV} = \frac{V_m I_m - \left(1 - \frac{T_a}{T_c}\right) h_{ca} A (T_c - T_a)}{\left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) GA} \quad (3.16)$$

3.2.4 Formulação teórica para o sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor

Para a realização das análises, tanto de energia quanto de exergia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor são necessárias algumas formulações matemáticas. No sistema de compressão de vapor, existem quatro componentes principais: evaporador,

compressor, condensador e válvula de expansão. Energia externa (potência) é fornecida ao compressor e calor é adicionado ao sistema no evaporador, enquanto que no condensador ocorre rejeição de calor do sistema. As perdas de exergia em vários componentes do sistema não são iguais, conforme mostrado em Ahamed et al [25] e Anand [12]. A temperatura e a pressão de referência são denotadas por T_0 e P_0 , respectivamente e são apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Condições de operação do sistema de condicionamento de ar

Descrição	Simbologia	Valor	Unidade
Temperatura de referência	T_0	$T_0 = T_a$	°C
Pressão de referência	P_0	100	kPa
Temperatura de evaporação	T_{ev}	10	°C
Temperatura de condensação	T_{cond}	Variável com a temperatura ambiente ($T_{cond} = T_a + 10$)	°C
Eficiência isentrópica do compressor	η_{CI}	Variável de acordo com a Eq.(23)	%
Eficiência do compressor mecânico	η_{CM}	80	%
Eficiência do motor elétrico	η_{el}	95	%

A exergia é consumida ou destruída devido à entropia criada em função dos processos associados, conforme Sahin et al. [26]. Para especificar as irreversibilidades no sistema, neste estudo, as premissas consideradas para o modelo de engenharia SCA-FV são:

1. As condições de estado estacionário são mantidas em todos os componentes;
2. As perdas de pressão nas tubulações são desprezadas;
3. As perdas de energia cinética e potencial não são consideradas.

Em sistemas de condicionamento de ar, a troca de calor pode ser explicada com base nos diagramas P-h e T-s mostrados na Fig. 3.2, onde 1–2 é a compressão isentrópica no compressor, 2–3, 3–4 e 4–1 são condensação, estrangulamento na válvula de expansão e evaporação, respectivamente.

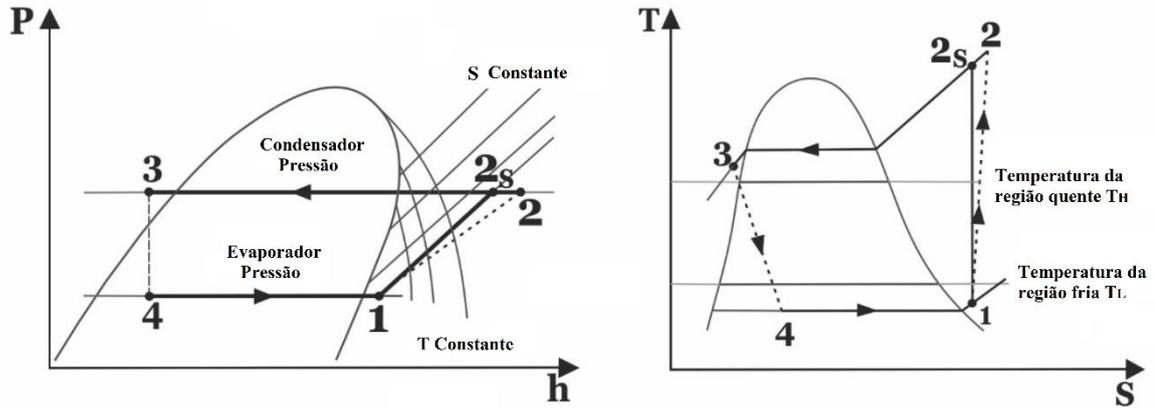


Figura 3.2 - Diagrama P-h (Pressão - entalpia) e T-s (Temperatura-entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

A variação na exergia de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a transferência total de exergia através dos limites do sistema e a irreversibilidade dentro dos limites do sistema devido à produção de entropia, Koroneos [31]. O balanço geral de exergia para qualquer tipo de sistema e qualquer processo é expresso pela Eq. (3.17).

$$Ex_{in} - Ex_{out} - I_r = \Delta E_{sistema} \quad (3.17)$$

Onde Ex_{in} é a quantidade de exergia que entra em um sistema, Ex_{out} é a quantidade de exergia que sai de um sistema e I_r é a quantidade de exergia que está sendo destruída dentro dos limites de um sistema. Para sistemas com escoamento em regime permanente, o balanço de exergia pode ser expresso pela Eq. (3.18).

$$Ex_{calor} - Ex_{trabalho} + Ex_{massa,ent} - Ex_{massa,sai} - I_r = 0 \quad (3.18)$$

A Eq. (3.18) pode ser expressa de forma mais detalhada, de acordo com a Eq. (3.19).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) - I_r = 0 \quad (3.19)$$

A formulação matemática para análise de exergia em diferentes componentes é realizada de acordo com Ahamed et al. [25], Anand [12] e Bayrakçi [2]. A exergia específica, em qualquer estado, pode ser dada pela Eq. (3.20).

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.20)$$

A irreversibilidade dos componentes do sistema é obtida com o balanço de exergia (disponibilidade) descrito pela Eq. (3.21).

$$I_r = Ex_{in} - Ex_{out} \quad (3.21)$$

Levando em consideração as Eqs. (3.20) e (3.21) pode-se escrever a primeira e a segunda lei da termodinâmica para cada componente do sistema.

Para o evaporador:

A capacidade de resfriamento é dada pela Eq. (3.22).

$$Q_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.22)$$

Onde: h_1 (kJ/kg) e h_4 (kJ/kg) são as entalpias específicas dos estados 1 e 4. A irreversibilidade no evaporador é dada pela Eq. (3.23).

$$I_{r,ev} = \dot{m}(\psi_4 - \psi_1) + Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)$$

$$I_{r,ev} = \dot{m}[(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)] + Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (3.23)$$

Onde T_L é a temperatura do ambiente frio (condicionado), cuja variação é de 20 °C a 24 °C, de acordo com Santos et al. [18].

Para o compressor:

A potência do compressor é obtida pela Eq. (3.24).

$$W_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.24)$$

Para um ciclo real de refrigeração, a entalpia específica na saída do compressor, estado dois, da Fig. 3.2 é dada pela Eq. (3.25).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{CI}} \quad (3.25)$$

A eficiência de compressão isentrópica η_{CI} é calculada pela Eq. (3.26).

$$\eta_{CI} = 0,874 - 0,0135 \left(\frac{P_{cond}}{P_{ev}} \right) \quad (3.26)$$

Conforme apresentado em Özgoren et al. [27], onde P_{cond} e P_{ev} são as pressões de condensação e evaporação, respectivamente.

A potência elétrica, é dada pela Eq. (3.27).

$$W_{el} = \frac{W_{comp}}{\eta_{CM}\eta_{el}} \quad (3.27)$$

A irreversibilidade no compressor é calculada pela Eq. (3.28).

$$I_{r,comp} = \dot{m}(\psi_1 - \psi_2) + W_{el}$$

$$I_{r,comp} = \dot{m}[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)] + W_{el} \quad (3.28)$$

Para o condensador

A capacidade de condensação, é dada pela Eq. (3.29).

$$Q_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.29)$$

A irreversibilidade no condensador é dada pela Eq. (3.30).

$$I_{r,cond} = \dot{m}(\psi_2 - \psi_3) - Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)$$

$$I_{r,cond} = \dot{m}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] - Q_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (3.30)$$

Onde $T_H = T_a$

Para a válvula de expansão

A irreversibilidade é obtida pela Eq. (3.31).

$$I_{r,exp} = \dot{m}(\psi_4 - \psi_3)$$

sendo $h_4 = h_3$,

$$I_{r,exp} = \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (3.31)$$

Coefficiente de Desempenho para o ciclo de refrigeração

De acordo com Salilih e Birhane [7], o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração (COP) é definido como a relação entre a capacidade de resfriamento do evaporador e o consumo de energia elétrica do compressor, dada pela Eq. (3.32).

$$COP = \frac{Q_L}{W_{el}} \quad (3.32)$$

E a eficiência exergética do ciclo é calculada pela Eq. (3.33).

$$\eta_{Ex,SCA} = \frac{\dot{X}_{Q_L}}{W_{el}} \quad (3.33)$$

Onde, \dot{X}_{Q_L} é a taxa de exergia positiva associada com a retirada de calor do meio de baixa temperatura, que pode ser obtida multiplicando o fator de Carnot $(T_0 - T_L)/T_L$ pela capacidade de resfriamento Q_L , onde T_0 é a temperatura de referência e T_L é a temperatura do ambiente condicionado, conforme apresentado em Çengel e Boles [29] e utilizado no trabalho de Salilih e Birhane [7], como apresenta a Eq. (3.34).

$$\dot{X}_{Q_L} = \frac{T_0 - T_L}{T_L} \times Q_L \quad (3.34)$$

3.2.5 Análise termodinâmica do sistema combinado

O COP_{sys} do sistema combinado (SCA-FV) pode ser avaliado como em Salilih e Birhane [7] e Kaushik et al. [28], pela Eq. (3.35).

$$COP_{sys} = \frac{Q_L}{G \times A} \quad (3.35)$$

Onde G é a intensidade da irradiância em ($W.m^{-2}$) e A é a área em (m^2) do módulo fotovoltaico.

A eficiência exergética do sistema combinado (SCA-FV) pode ser avaliada como Salilih e Birhane [7] e Kaushik et al. [28], pela Eq. (3.36). Para maior precisão dos resultados, também é possível avaliar a partir da exergia de entrada no sistema FV (Eq. 3.6), conforme mostrado na Eq. (3.37).

$$\eta_{Ex,sys} = \frac{\dot{X}_{QL}}{G \times A} \quad (3.36)$$

$$\eta_{Ex,sys} = \frac{\dot{X}_{QL}}{\left(1 - \frac{T_a}{T_s}\right) GA} \quad (3.37)$$

Para o sistema combinado (SCA-FV), pode-se estimar a irreversibilidade total do sistema, conforme a Eq. (3.38), onde são somadas as irreversibilidades dos quatro componentes básicos do sistema de condicionamento de ar em conjunto com a irreversibilidade do sistema fotovoltaico.

$$I_{r,total} = I_{r,ev} + I_{r,comp} + I_{r,cond} + I_{r,exp} + I_{r,FV} \quad (3.38)$$

3.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho é proposta uma análise exergética de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente por um gerador fotovoltaico (SCA-FV), via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia, para perfis de irradiância diferentes (ensolarado e nublado), conforme metodologia utilizada em Santos et al. [18] na cidade de Belém, capital do estado do Pará. Toda a modelagem, análise e simulação do sistema, incluindo a irreversibilidade em cada componente do sistema, eficiência exergética, coeficiente de desempenho (COP) do SCA e do sistema combinado, foram obtidos com auxílio do software EES – Engineering Equation Solver.

3.3.1 Variação horária da irradiância e temperatura ambiente

A Fig. 3.3 mostra a variação da irradiância e temperatura ambiente para os dias considerados nublado e ensolarado.

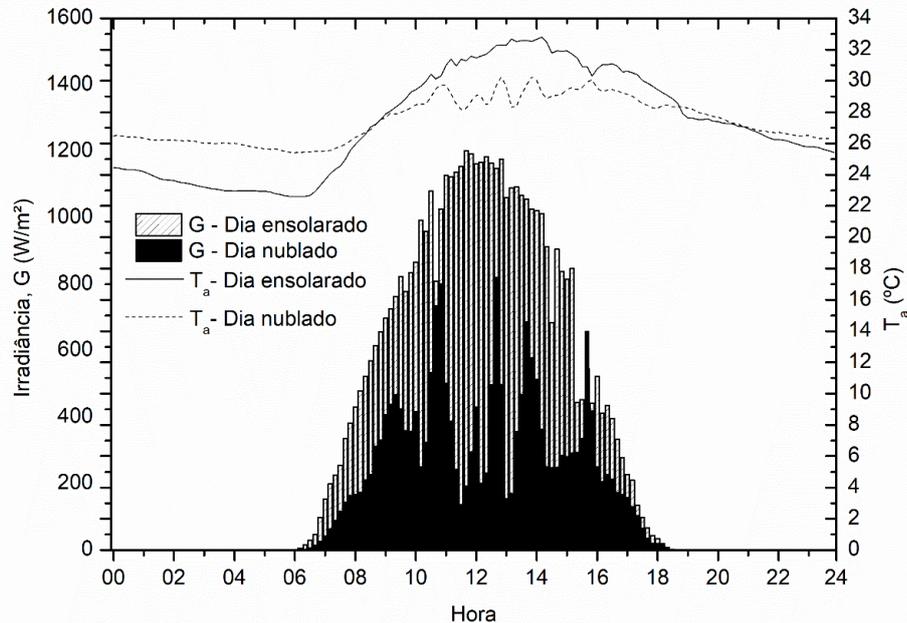


Figura 3.3 – Variação horária da irradiância (G) e temperatura ambiente (Ta) para um dia ensolarado e para um dia nublado referentes à cidade de Belém – Pa.

Na Fig. 3.3, o valor máximo de irradiância no dia ensolarado ocorreu às 11h40 com magnitude de $1202 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, enquanto para o dia nublado apresentou magnitude de $821 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ às 12h40. A temperatura máxima foi de $32,8 \text{ }^\circ\text{C}$ às 14h10 para dia ensolarado e $30,3 \text{ }^\circ\text{C}$ às 13h50 no dia nublado. Durante o dia nublado, a temperatura variou de $25,4 \text{ }^\circ\text{C}$ a $30,3 \text{ }^\circ\text{C}$, enquanto que variou de $22,6 \text{ }^\circ\text{C}$ a $32,8 \text{ }^\circ\text{C}$ no dia ensolarado.

3.3.2 Balanço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV)

As Figs 3.4 e 3.5 apresentam os resultados do balanço exergético aplicado ao sistema SCA-FV para os dias ensolarado e nublado, respectivamente, para valores integralizados durante um período de 12h de operação ao longo do dia.

É possível notar que para o sistema FV, grande parte da exergia solar de entrada é perdida, cerca de 64,57 kWh para o dia ensolarado e 27,54 kWh para o dia nublado. Esta perda ocorre durante o processo de conversão fotovoltaica, levando-se em consideração a eficiência de conversão do gerador e dos conversores c.c.-c.c. e ESC.

Cerca de 3,73 kWh e 1,36 kWh de exergia é destruída no gerador, para os dias ensolarado e nublado, respectivamente, devido as perdas elétricas internas e aquecimento dos módulos.

A exergia de saída do sistema FV, sendo 9 kWh e 4,18 kWh para os dias ensolarado e nublado, respectivamente, são fornecidos para operação do SCA, onde 7,54 kWh e 3,45 kWh são destruídos nos componentes e 1,46 kWh para o dia de sol e 0,33 kWh para o dia nublado são considerados como exergia recuperada, ou seja, valores da exergia do calor retirado do ambiente condicionado.

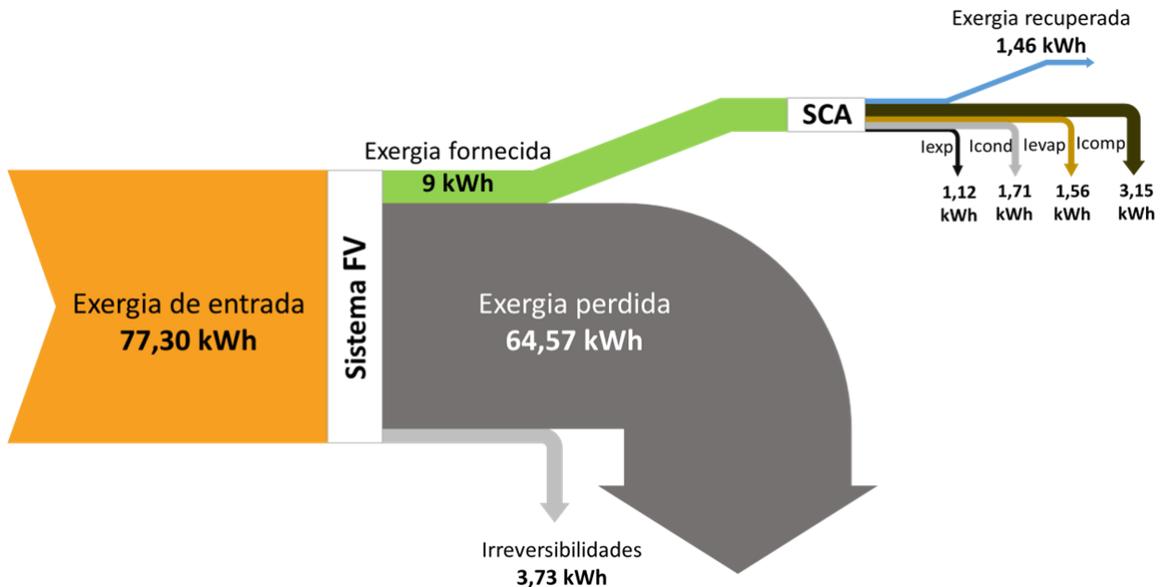


Figura 3.4 – Balanço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV) para o dia ensolarado ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

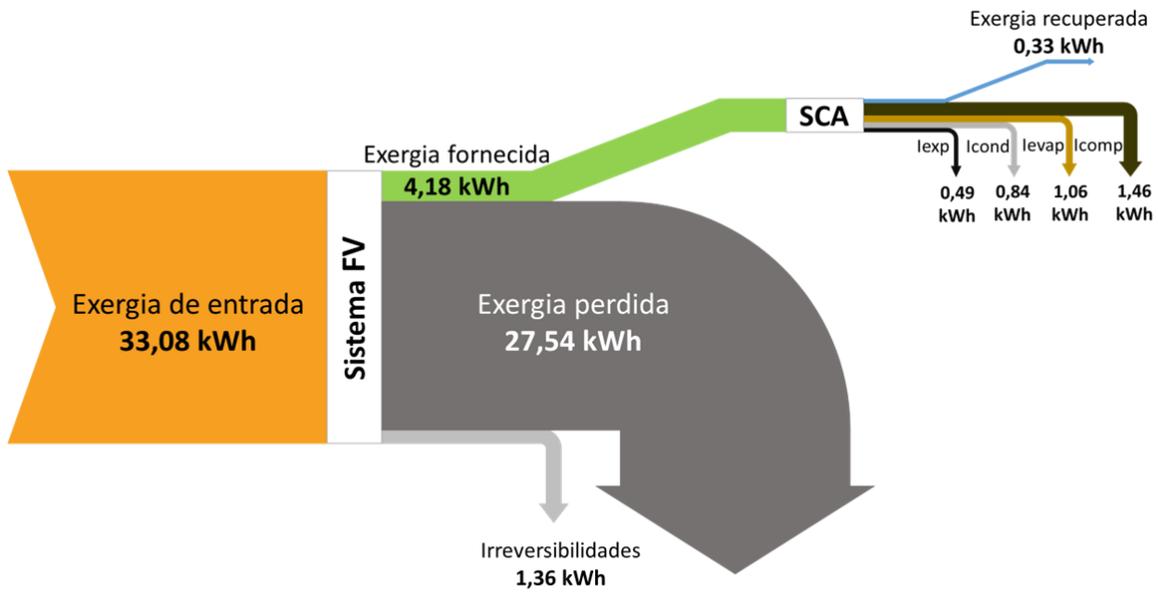


Figura 3.5 – Balanço exergético para os componentes do sistema (SCA-FV) para o dia nublado ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10$ °C, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

A Fig. 3.6 apresenta o valor percentual da irreversibilidade em cada componente em relação ao total de irreversibilidades no sistema combinado (SCA-FV), para os dias em análise.

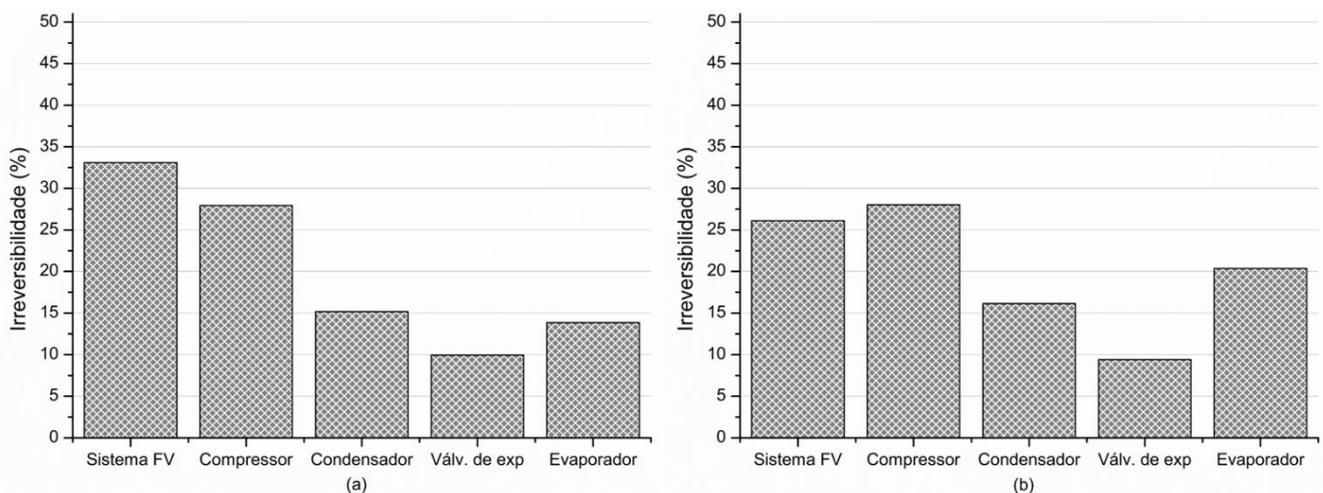


Figura 3.6 – Percentual da irreversibilidade em cada componente em relação ao total de irreversibilidade no sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b).

De acordo com as Figs 3.4, 3.5 e 3.6, a irreversibilidade total, ao longo do dia, no sistema fotovoltaico corresponde a 3,73 kWh para o dia ensolarado e 1,36 kWh para o dia

nublado, representando um percentual de 33,1% e 26,10% em relação ao total de irreversibilidade no sistema (SCA-FV) e essa destruição dá-se principalmente por perdas de calor devido ao aquecimento dos módulos, bem como por perdas elétricas internas.

Para o compressor, a irreversibilidade foi de 3,15 kWh para o dia ensolarado e 1,46 kWh para o dia nublado, o que corresponde a 27,95% e 28,02%, respectivamente, do total de irreversibilidades no sistema combinado. As irreversibilidades no compressor são ocasionadas devido ao atrito das partes mecânicas, atrito com fluido refrigerante e dissipação de calor, estando associadas com as eficiências elétrica, mecânica e isentrópica, Kotas [30]

Para o condensador, a máxima irreversibilidade foi de 1,71 kWh para o dia ensolarado e 0,84 kWh para o dia nublado, o que corresponde a 15,17% e 16,12% do total de irreversibilidades do sistema combinado para ambos os dias analisados, respectivamente.

A máxima irreversibilidade no evaporador foi de 1,56 kWh para o dia ensolarado e 1,06 kWh para o dia nublado, correspondendo a 13,84% e 20,35%, respectivamente, do total de irreversibilidade no sistema combinado. As irreversibilidades no condensador e no evaporador são proporcionais a diferença de temperatura entre o trocador de calor e o meio a ser condicionado e essa diferença finita de temperaturas é uma grande fonte de irreversibilidades em trocadores de calor, Kotas [30] e Ahamed et al. [5].

A irreversibilidade na válvula de expansão foi de 1,12 kWh para o dia ensolarado e 0,49 kWh para o dia nublado, o que corresponde a 9,94% e 9,40% do total de irreversibilidade no sistema combinado para os dias ensolarado e nublado, respectivamente. Embora a válvula de expansão seja um componente com característica dissipativa, para o sistema de condicionamento de ar fotovoltaico apresenta uma das menores irreversibilidades entre os demais componentes. Para o dia nublado, o sistema fotovoltaico apresenta o segundo lugar dentre os componentes do sistema combinado em comparação com o dia ensolarado, isso ocorre devido a temperatura ambiente ser menor, acarretando em menor aquecimento dos módulos e, conseqüentemente, menor irreversibilidade no sistema FV.

O total de irreversibilidades do sistema combinado (SCA-FV) apresentou os valores de 11,27 kWh e 5,21 kWh para os dias ensolarado e nublado, respectivamente.

3.3.3 Variação horária da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV)

A Fig. 3.7 apresenta a variação horária da irreversibilidade para o sistema combinado (SCA-FV), para os dias ensolarado (a) e nublado (b), realizada de forma individual em seus componentes, a fim de se identificar os principais locais de destruição de exergia, a partir das Eqs.(3.13), (3.23), (3.28), (3.30), (3.31) e (3.38), exibindo os potenciais de melhoria do sistema.

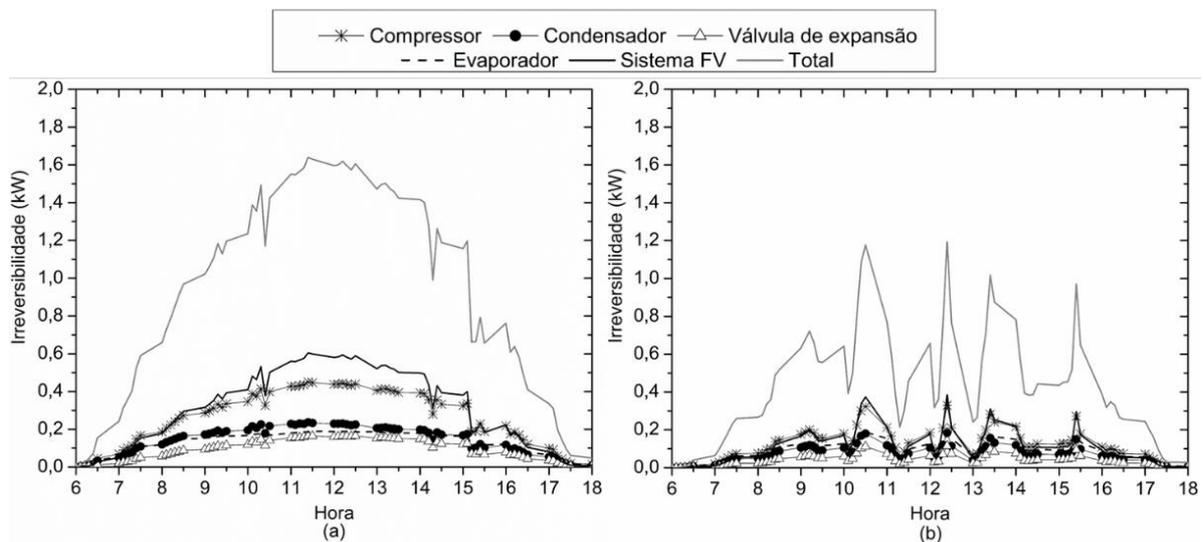


Figura 3.7 – Variação horária da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 \text{ W}_p$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

A Fig. 3.7 mostra que a irreversibilidade aumenta ao longo do dia para os componentes do sistema, tanto para o dia ensolarado (a) quanto para o dia nublado (b), sendo maior para o sistema fotovoltaico, seguida pelo compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão. Para o dia ensolarado, a destruição máxima de exergia ocorreu às 11:40h, enquanto que para o dia nublado ocorreu às 12:40h, horários em que a irradiância medida apresentou os máximos valores para os dias analisados.

3.3.4 Variação da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) em função do aumento da irradiância medida.

A Fig. 3.8 mostra a variação da irreversibilidade em função do aumento da irradiância medida para os dias ensolarado (a) e nublado (b). Nota-se que a irreversibilidade para cada componente do sistema aumenta linearmente de acordo com o aumento da irradiância medida.

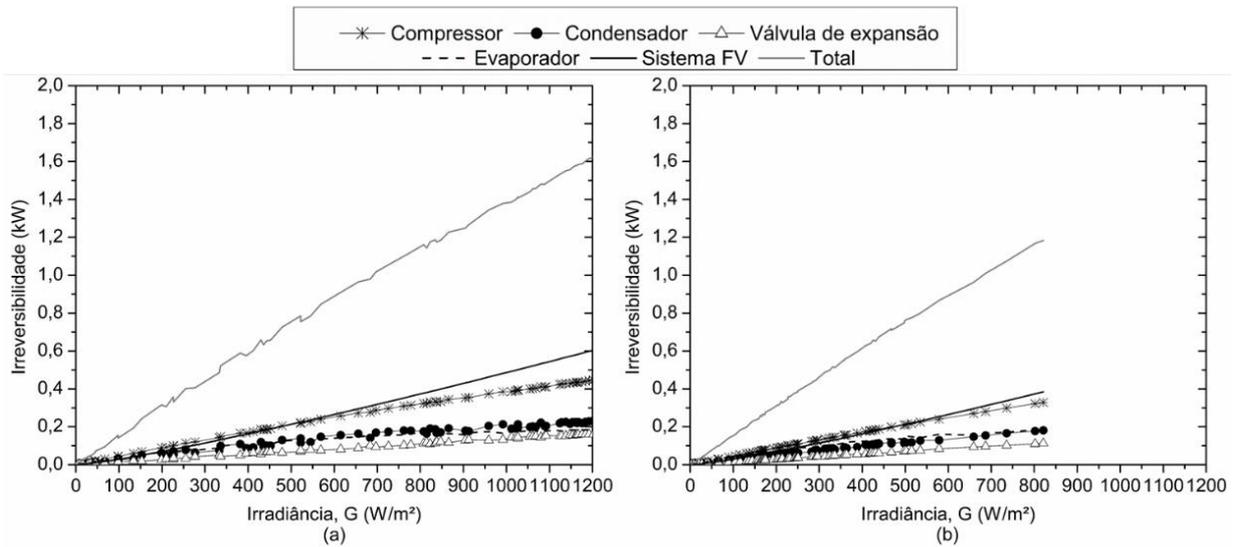


Figura 3.8 – Variação da irreversibilidade para os componentes do sistema (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b), com o aumento da irradiância ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

3.3.5 Variação horária da eficiência exergética

A Fig. 3.9 apresenta a variação horária da eficiência exergética para o sistema fotovoltaico ($\eta_{Ex,FV}$), sistema de condicionamento de ar ($\eta_{Ex,SCA}$) e para o sistema combinado (SCA-FV) ($\eta_{Ex,sys}$), dadas pelas Eqs.(3.16), (3.33) e (3.37), respectivamente, juntamente com a variação da irradiância, para os dias ensolarado (a) e nublado (b).

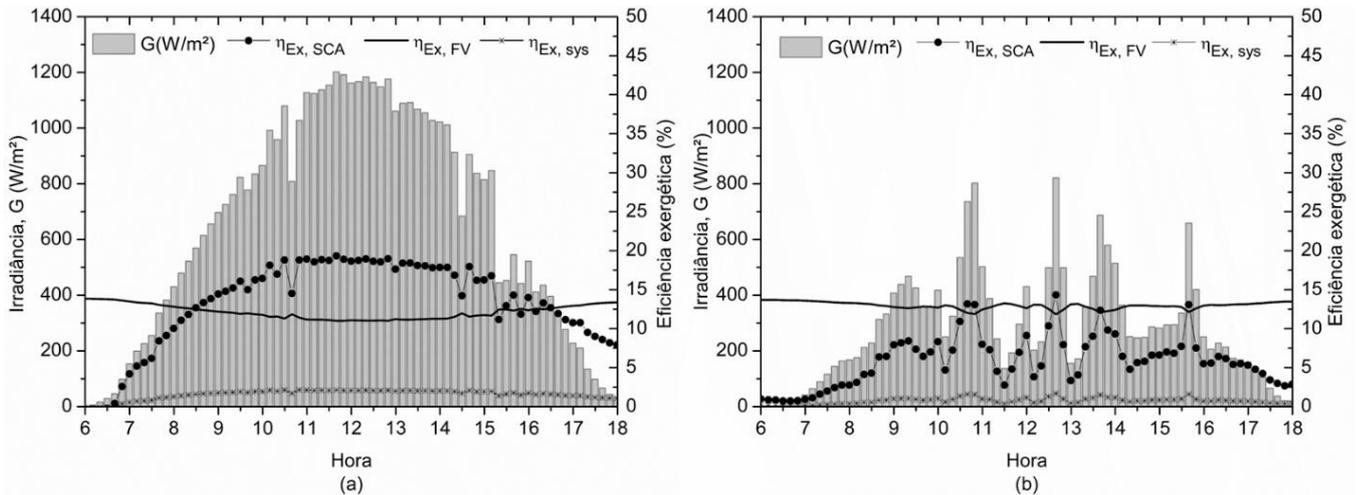


Figura 3.9 – Variação horária da eficiência exergética para o SCA, FV e para o sistema combinado sys, para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_0 = T_a$, $T_{ev} = 10\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

Para o dia ensolarado, a eficiência exergética do sistema de condicionamento de ar varia de um mínimo de 2,57% às 6:50 h a um máximo de 19,32% às 11:40 h, para o sistema FV varia de 11% às 12:50 h a 13,83% às 6:00 h e para o sistema combinado a variação é de 0,35% às 6:50 h à 2,14% às 10:50 h. Para o dia nublado, a eficiência exergética do SCA varia de 0,7% às 6:40 h à 14,32% às 12:40 h, para o sistema fotovoltaico varia de um mínimo de 11,83% às 12:40 h à 13,68% às 6:00 h e para o sistema combinado a variação é de 0,1% às 6:40 h à 1,70% às 12:40h.

A Fig. 3.9 mostra que a eficiência exergética diminui para o sistema FV conforme a irradiância aumenta, e para o SCA e sys a eficiência exergética sofre um aumento ao longo do dia conforme a temperatura ambiente vai aumentando e a temperatura do ambiente condicionado vai diminuindo, devido à extração de calor, o que causa um aumento no \dot{X}_{QL} e, consequentemente um aumento na eficiência do sistema.

3.3.6 Variação horária do coeficiente de desempenho para o sistema combinado (SCA-FV)

A Fig. 3.10 mostra a variação horária do COP do sistema combinado (COP_{sys}), dado pela Eq. (3.35), para diferentes temperaturas de evaporação, para os dias ensolarado (a) e nublado (b). A temperatura interna do ambiente condicionado (T_L) foi mantida constante

para ambos os dias, sendo uma temperatura interna média de 21 °C para o dia ensolarado e 24 °C para o dia nublado, conforme resultados apresentados em Santos et al. [18].

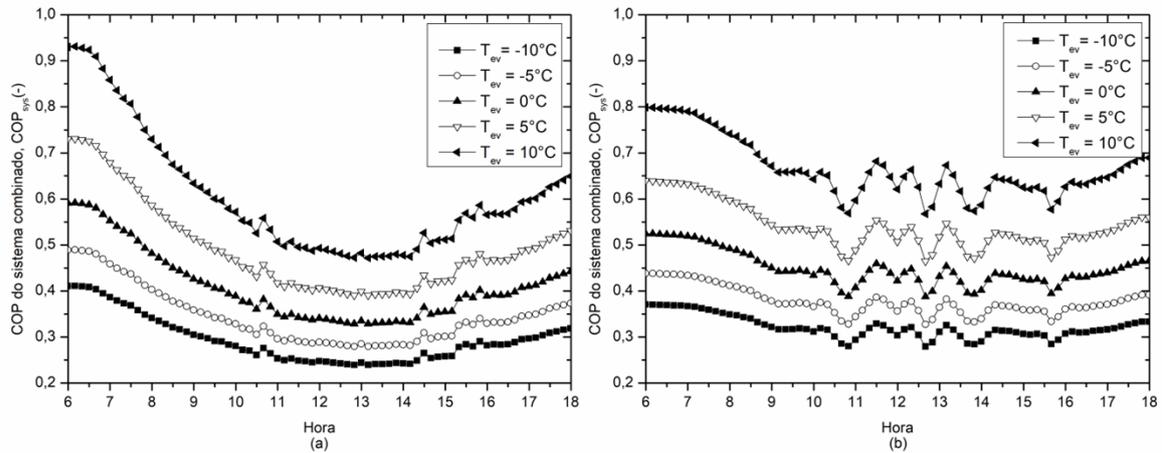


Figura 3.10 – Variação horária do coeficiente de desempenho para o sistema combinado (SCA-FV) para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $T_L(Ens) = 21 °C$, $T_L(Nub) = 24 °C$ $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

Na Fig. 3.10, nota-se que o COP_{sys} aumenta conforme o aumento da temperatura de evaporação do SCA e reduz ao longo do dia, a medida que a irradiância e a temperatura ambiente vão aumentando, atingindo o mínimo no período em que o nível de irradiância é mais elevado. Para o dia ensolarado, o maior valor do COP_{sys} foi de 0,93 às 6:10h, para a temperatura de evaporação de 10 °C, e o menor valor foi de 0,24 às 12:50h, para a temperatura de evaporação de -10 °C. Para o dia nublado, o maior valor do COP_{sys} foi de 0,80 às 6h para a temperatura de evaporação de 10 °C e o menor valor ocorreu para a temperatura de evaporação de -10 °C com o valor de 0,28 às 12:40h.

3.3.7 Variação da eficiência exergética do sistema combinado

A Fig. 3.11 apresenta a variação da eficiência exergética do sistema combinado para cinco diferentes temperaturas de evaporação para os dias, ensolarado e nublado. A análise foi realizada considerando a temperatura de referência igual a temperatura ambiente ($T_0 = T_a$) e a temperatura do ambiente condicionado (T_L) igual a 21 °C para o dia ensolarado e 24

°C para o dia nublado, que são valores médios de temperatura encontrados para ambos os dias em Santos et al [18].

É possível notar que a eficiência exergética do sistema aumenta ao longo do dia, sendo influenciada pelo aumento da temperatura ambiente (ver Fig 3.3). De acordo com a simulação para diversas temperaturas de evaporação, é possível perceber que a eficiência exergética sofre um aumento correspondente a elevação da temperatura de evaporação, sendo os maiores valores de eficiência ocorrendo para a temperatura de evaporação de 10 °C, para ambos os dias, com magnitudes de 1,97 % para o dia ensolarado e de 1,22 % para o dia nublado.

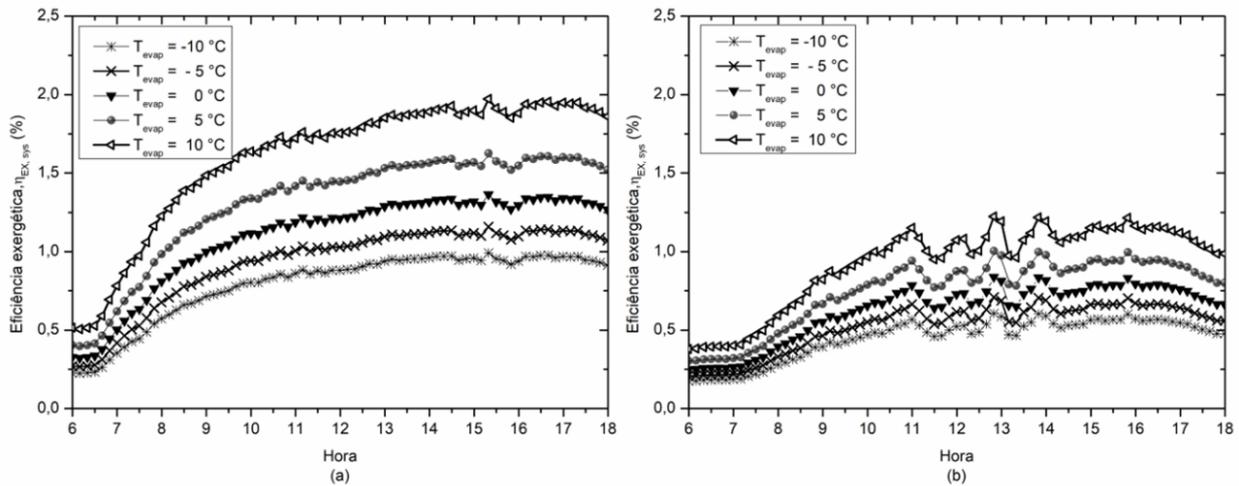


Figura 3.11 – Variação da eficiência exergética do sistema combinado ($\eta_{Ex,sys}$) para diferentes temperaturas de evaporação para os dias ensolarado (a) e nublado (b) ($P_{FV}^0 = 1400 W_p$, $T_{cond} = (T_a + 10)$, $T_L(Ens) = 21 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_L(Nub) = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ $\eta_{CM} = 80\%$, $\eta_{el} = 95\%$).

3.4 CONCLUSÕES

Este trabalho propôs uma análise exergética de um sistema de condicionamento de ar acoplado diretamente a um gerador fotovoltaico (SCA-FV), via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia para dois dias com perfis de irradiância diferentes (ensolarado e nublado), conforme metologia utilizada em Santos et al. [18] na cidade de

Belém, capital do estado do Pará, onde os principais resultados obtidos são sumarizados a seguir.

- A análise e simulação do sistema (SCA-FV) mostrou que a irreversibilidade aumenta ao longo do dia para os componentes do sistema, tanto para o dia ensolarado, quanto para o dia nublado, sendo maior para o sistema fotovoltaico, seguida pelo compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão, para o dia ensolarado.
- A máxima irreversibilidade no sistema fotovoltaico foi de 3,73 kWh para o dia ensolarado e 1,36 kWh para o dia nublado, correspondendo a cerca de 33,1% e 26,10% em relação ao total de irreversibilidade no sistema (SCA-FV), para os dias ensolarado e nublado, respectivamente.
- Para o SCA, o componente que teve a maior irreversibilidade foi o compressor com um valor de 3,15 kWh para o dia ensolarado e 1,46 kWh para o dia nublado, correspondendo a 27,95% e 28,02% do total de irreversibilidade no sistema combinado, respectivamente, já o componente que obteve a menor perda de exergia foi a válvula de expansão, cuja máxima destruição foi de 1,12 kWh para o dia ensolarado e 0,49 kWh para o dia nublado, o que corresponde a 9,94% e 9,40% do total de irreversibilidade no sistema combinado para os dias ensolarado e nublado, respectivamente.
- A irreversibilidade total do sistema combinado (SCA-FV) apresentou os valores de 11,27 kW e 5,21 kW para os dias ensolarado e nublado, respectivamente.
- Foi demonstrado que a eficiência exérgica para o sistema FV diminui com o aumento da irradiância e que para o dia ensolarado, a eficiência exérgica do sistema de condicionamento de ar variou de um mínimo de 2,57% a um máximo de 19,32%, já para o sistema FV a variação foi de 11% à 13,83% e para o sistema combinado a variação foi de 0,35% à 2,14%. Para o dia nublado, a eficiência exérgica do SCA teve uma variação de 0,7% à 14,32%, para o sistema fotovoltaico variou de um mínimo de 11,83% à 13,68% e para o sistema combinado a variação foi de 0,1% à 1,70%.
- Foi possível notar que a redução do COP_{sys} ao longo do dia ocorre com o aumento da irradiância e da temperatura ambiente e que o COP_{sys} aumenta com o aumento da temperatura de evaporação do SCA.
- O estudo mostrou que a eficiência exérgica do sistema combinado aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e da temperatura ambiente, quando a

temperatura ambiente é considerada como temperatura de referência do estado morto, atingindo um máximo de 1,97% para o dia ensolarado e 1,22% para o dia nublado.

- A partir dos resultados encontrados neste trabalho foi possível avaliar os locais do sistema onde ocorrem as maiores irreversibilidades, quando a potência de entrada no sistema de condicionamento de ar é variável, de acordo com a disponibilidade do recurso solar. Essas informações podem servir de subsídio para projetos de melhorias, com a finalidade de otimização e desenvolvimento de novos componentes para sistemas com configuração semelhante a proposta por este estudo.

Agradecimentos

- Conselho Nacional de Pesquisa - CNPq,
- Grupo de Estudos e Desenvolvimento em Alternativas Energéticas - GEDAE/UFPA,
- Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia - PRODERNA

3.5 REFERÊNCIAS

[1] Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(3), 593-661.

[2] Bayrakçi, H. C., & Özgür, A. E. (2009). Energy and exergy analysis of vapor compression refrigeration system using pure hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Energy Research*, 33(12), 1070-1075.

[3] Szargut D, Petela R, Egzergia. WNT; 1965.

[4] Szargut J, Morris D, Steward F. Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. New York: Hemisphere Publishing Corporation; 1998.

- [5] Ahamed, J. U., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1593-1600.
- [6] Kaushik, S.C., Hans, R., Manikandan, S., (2016). Theoretical and experimental investigations on solar photovoltaic driven thermoelectric cooler system for cold storage application. *Int. J. Environ. Sci. Develop.* 7 (8), 2016.
- [7] Salilih, E. M., & Birhane, Y. T. (2019). Modelling and performance analysis of directly coupled vapor compression solar refrigeration system. *Solar Energy*, 190, 228-238.
- [8] Aguilar, H. M. C ., Pinho, J. T ., Galhardo, M. A. B., (2007). “Design of an Efficient Building in Hot and Humid Climate,” II Brazilian Congress of Energy Efficiency, Vitória.
- [9] Bilgili, M., (2011). “Hourly Simulation and Performance of Solar Electric-Vapor Compression Refrigeration System,” *Sol. Energy*, 85(11), pp. 2720–2731.
- [10] Aguilar, F. J., Aledo, S., Quiles, P. V., (2017). “Experimental Analysis of an Air Conditioner Powered by Photovoltaic Energy and Supported by the Grid,” *Applied Thermal Engineering*, v. 123, pp. 486-497.
- [11] Bayrak, F., Ertürk, G., & Oztop, H. F. (2017). Effects of partial shading on energy and exergy efficiencies for photovoltaic panels. *Journal of cleaner production*, 164, 58-69.
- [12] Anand, S., & Tyagi, S. K. (2012). Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle: a technical note. *Journal of thermal analysis and calorimetry*, 110(2), 961-971.
- [13] Mosaffa, A. H., Farshi, L. G., Ferreira, C. I., & Rosen, M. A. (2014). Advanced exergy analysis of an air conditioning system incorporating thermal energy storage. *Energy*, 77, 945-952.
- [14] Sogut, M. Z. (2012). Exergetic and environmental assessment of room air conditioners in Turkish market. *Energy*, 46(1), 32-41.

- [15] Aman, J., Ting, D. K., & Henshaw, P. (2014). Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 424-432.
- [16] Joshi, A. S., Dincer, I., & Reddy, B. V. (2009). Performance analysis of photovoltaic systems: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(8), 1884-1897.
- [17] Sanaye, S., & Malekmohammadi, H. R. (2004). Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapor compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 24(13), 1807-1825.
- [18] Santos, E. C., Macêdo, E. N., Galhardo, M. A., Costa, T. O., Costa, A. F. P., Brito, A. U., ... & Macêdo, W. N. (2021). Analysis of the Behavior of an Air Conditioning System Based on the Solar Energy Natural Regulation in Amazonian Climatic Conditions. *Journal of Solar Energy Engineering*, 143(3).
- [19] Rawat, R., Kaushik, S. C., and Lamba, R., (2016). “A Review on Modeling, Design Methodology and Size Optimization of Photovoltaic Based Water Pumping, Standalone and Grid Connected System,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 57(5), pp. 1506–1519.
- [20] Odeh, N., Grassie, T., Henderson, D., and Muneer, T., (2006). “Modelling of Flow Rate in a Photovoltaic-Driven Roof Slate-Based Solar Ventilation Air Preheating System,” *Energy Convers. Manage.*, 47(7–8), pp. 909–925.
- [21] Petela, R. (2008). An approach to the exergy analysis of photosynthesis. *Solar Energy*, 82(4), 311-328.
- [22] Joshi, A. S., Dincer, I., & Reddy, B. V. (2009). Thermodynamic assessment of photovoltaic systems. *Solar Energy*, 83(8), 1139-1149.
- [23] Pandey, A. K., Tyagi, V. V., & Tyagi, S. K. (2013). Exergetic analysis and parametric study of multi-crystalline solar photovoltaic system at a typical climatic zone. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 15(2), 333-343.
- [24] Tiwari, G. N. (2002). Fundamentals, design, modeling and applications. *Solar energy*, 279-309.

- [25] Ahamed, J. U., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1593-1600.
- [26] Sahin A, Dincer I, Rosen MA. Thermodynamic analysis of wind energy. *International Journal of Energy Research* 2005;30(8):553–66.
- [27] Özgoren, M., Erdoğ an, K., Kahraman, A., Solmaz, O., and Köse, F., (2010). “Calculation of Dynamic Cooling Load Capacity of a Building Air-Conditioning Powered by Wind or Solar Energy,” *International Aegean Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5)*, Denizli, June, pp. 27–30.
- [28] Kaushik, S.C., Hans, R., Manikandan, S., (2016). Theoretical and experimental investigations on solar photovoltaic driven thermoelectric cooler system for cold storage application. *Int. J. Environ. Sci. Develop.* 7 (8).
- [29] Çengel, Y., Boles, M., (2015). *Thermodynamics an Engineering Approach*, Eight ed. McGraw-Hill Book Company, New York.
- [30] Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier.
- [31] Koroneos, C., & Tsarouhis, M. (2012). Exergy analysis and life cycle assessment of solar heating and cooling systems in the building environment. *Journal of Cleaner Production*, 32, 52-60.

4 ANÁLISE TECNOECONÔMICA DA OPERAÇÃO EM PARALELO DE CONDICIONADORES DE AR ALIMENTADOS PELA REDE E POR ENERGIA SOLAR, SEM ARMAZENAMENTO DE ENERGIA

Este trabalho propõe uma análise tecnoeconômica de um sistema composto por dois condicionadores de ar operando em paralelo dentro do ambiente de uma pequena biblioteca, onde um dos equipamentos é alimentado diretamente pela rede elétrica ($SCA_{rede//FV}$) e o outro por um sistema fotovoltaico (SCA_{FV}), via conversor c.c-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade, sem o uso de banco de baterias ou de rede elétrica de suporte, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia. Os resultados das simulações indicaram que existe uma compensação da capacidade de resfriamento dos sistemas de condicionamento de ar, mostrando que quando o SCA_{FV} diminui a sua capacidade de resfriamento, o $SCA_{rede//FV}$ precisa atuar para compensar a necessidade do ambiente condicionado. Para valores elevados de tarifa de energia, o $SCA_{rede//FV}$ passa a ser o sistema com menor custo anual em relação aos demais sistemas analisados, mostrando que a viabilidade econômica da aplicação dos sistemas em paralelo é fortemente influenciada pelo valor da tarifa praticada pela concessionária de energia. O $SCA_{rede//FV}$ apresentou uma contribuição da energia solar, para redução do consumo da rede, de 60,76%, além disso, esta configuração exibiu um Fator Sazonal de Desempenho de 4,93, indicando um melhor desempenho em relação ao SCA_{rede} , sem contribuição solar. Apesar do $SCA_{rede//FV}$ necessitar de um maior investimento inicial, possui vantagens econômicas para valores elevados de tarifa, além de possuir inegáveis vantagens ambientais por contribuir com a redução no consumo de eletricidade a partir de fontes não renováveis de energia e, consequente, emissão de gases de efeito estufa.

Palavras-chave: Análise tecnoeconômica, Sistema fotovoltaico, Ar condicionado solar, Sistemas em paralelo, economia de custos.

4.1 INTRODUÇÃO

Os gastos com sistemas de condicionamento de ar em escritórios de edifícios públicos e comerciais podem ser significativos, especialmente em regiões quentes onde é necessário usá-los por períodos prolongados [1-3]. De acordo com Pérez et al. [4] os equipamentos de condicionamento de ar podem consumir cerca de 50% a 80% do consumo total de eletricidade de edifícios residenciais, públicos e comerciais em países desenvolvidos e em desenvolvimento. Além do mais, a dependência de fontes de energia não renováveis, como carvão mineral e gás natural por exemplo, para alimentar os sistemas de condicionamento de ar contribui para a emissão de gases de efeito estufa na atmosfera, o que agrava o aquecimento global [5-7].

Sistemas de condicionamento de ar ineficientes podem resultar em perdas significativas de energia, o que significa que os custos de operação são mais altos. Além do que, o custo da eletricidade para o consumidor de usinas convencionais de combustível fóssil continua aumentando devido às altas perdas de transmissão e distribuição em países em desenvolvimento [8]. Por essas razões, é importante considerar alternativas, como sistemas de energia solar, que podem ser mais eficientes e sustentáveis a longo prazo, para alimentação de condicionadores de ar, como demonstrado em diversos trabalhos publicados na literatura [9-14], sendo que uma análise econômica cuidadosa é essencial para determinar se é viável mudar para sistemas alimentados por energia solar, onde a mudança pode resultar em uma redução significativa nos gastos de energia a longo prazo.

A análise econômica de sistemas de condicionamento de ar alimentados por energia solar é o estudo das vantagens financeiras e ambientais de usar a energia solar para operar sistemas de climatização. Ela compara o custo de operação de sistemas de ar condicionado comuns com sistemas alimentados por energia solar, considerando fatores como investimento inicial, eficiência energética, custos de manutenção e fontes de energia disponíveis. O objetivo é determinar se a mudança para sistemas de energia solar é uma alternativa viável a longo prazo, tanto financeira quanto ambientalmente, conforme realizado no trabalho de Al-Ugla et al. [2].

Alguns trabalhos teóricos e experimentais foram realizados, utilizando sistemas de condicionamento de ar alimentados por energia solar fotovoltaica, como em Aguillar et al. [15], onde foi investigado experimentalmente um equipamento de condicionamento de ar, suprido por um sistema fotovoltaico conectado à rede elétrica, com o objetivo de analisar as

reais possibilidades de sua viabilidade técnica e econômica, sem uso de baterias ou reguladores de carga, com a utilização de fonte de energia convencional para fornecer energia elétrica quando a energia fotovoltaica é insuficiente.

Opoku et al. [16], realizaram estudos sobre o desempenho de um ar-condicionado híbrido movido a energia solar fotovoltaica para resfriamento diurno de escritórios em climas quentes e úmidos com um estudo de caso na cidade de Kumasi, Gana. Estudos também foram conduzidos por Allouhi et al. [5], utilizando sistemas de condicionamento de ar alimentados por energia solar, usando como referência, zonas climáticas para estimar cargas de resfriamento em um ambiente típico do Marrocos, no sentido de reduzir os custos com energia elétrica de fontes convencionais.

Em relação a sistemas de condicionamento de ar, Aguillar et al. [17] realizaram uma análise técnico-econômica de uma bomba de calor alimentada por módulos fotovoltaicos e rede elétrica, simultaneamente, sem uso de baterias, onde os resultados mostraram que houve uma contribuição solar de 54% para a eletricidade consumida pelo sistema. Mahmoudi et al. [18] compararam a aplicação de bombas de calor de velocidade variável e velocidade fixa, alimentadas por energia solar fotovoltaica para condicionamento de ambientes e concluíram que os sistemas de velocidade variável são um dos métodos mais promissores para redução de pico de energia, especialmente para altas demandas do setor de edifícios de escritórios.

De modo geral, muitos trabalhos foram realizados no campo de sistemas de refrigeração alimentados por energia solar, mas poucos são os que consideram o acoplamento direto dos sistemas, sem armazenamento de energia, e sem fontes externas de alimentação, levando em consideração a flutuação da energia gerada para alimentação do compressor, por conta da oscilação dos níveis de irradiância e temperatura ambiente ao longo do dia.

Portanto, este trabalho propõe uma análise tecnoeconômica de dois condicionadores de ar de velocidade variável, operando simultaneamente para atender a demanda de resfriamento de um ambiente considerado para estudo, sendo um alimentado normalmente pela rede elétrica convencional e o outro acoplado diretamente por um gerador fotovoltaico, via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia, conforme metodologia utilizada em Santos et al. [19] na cidade de Belém, capital do estado do Pará, com o objetivo de verificar a contribuição do sistema alimentado por energia solar fotovoltaica para a economia no consumo de energia do sistema alimentado pela rede elétrica convencional.

4.2 MATERIAL E MÉTODO

4.2.1 Características locais

A cidade de Belém, capital do estado do Pará, é considerada uma das capitais mais quentes e úmidas da região, influenciada diretamente pelo clima equatorial úmido ou tropical de floresta e pela proximidade à linha do Equador. Apresenta características climáticas especiais, devido à alta umidade, sempre com altas temperaturas associadas ao elevado potencial de irradiação solar incidente, pouca variação térmica, associada com o regime das chuvas na região, visto que as temperaturas máximas menos acentuadas, com maior frequência, ocorrem por ocasião do período mais chuvoso, enquanto as mais elevadas coincidem com o período menos chuvoso [20].

O trabalho foi realizado tendo como base uma pequena biblioteca, localizada no prédio do Grupo de Estudos e Desenvolvimento de Alternativas Energéticas da Universidade Federal do Pará - GEDAE / UFPA, mostrado na Fig. 4.1, localizado na cidade de Belém - PA, na Região Amazônica Brasileira, cujas coordenadas são: $1^{\circ} 28' 13''$ S, longitude de $48^{\circ} 26' 45''$ W e altitude de 16 m, velocidade média do vento de 1,5 m/s.

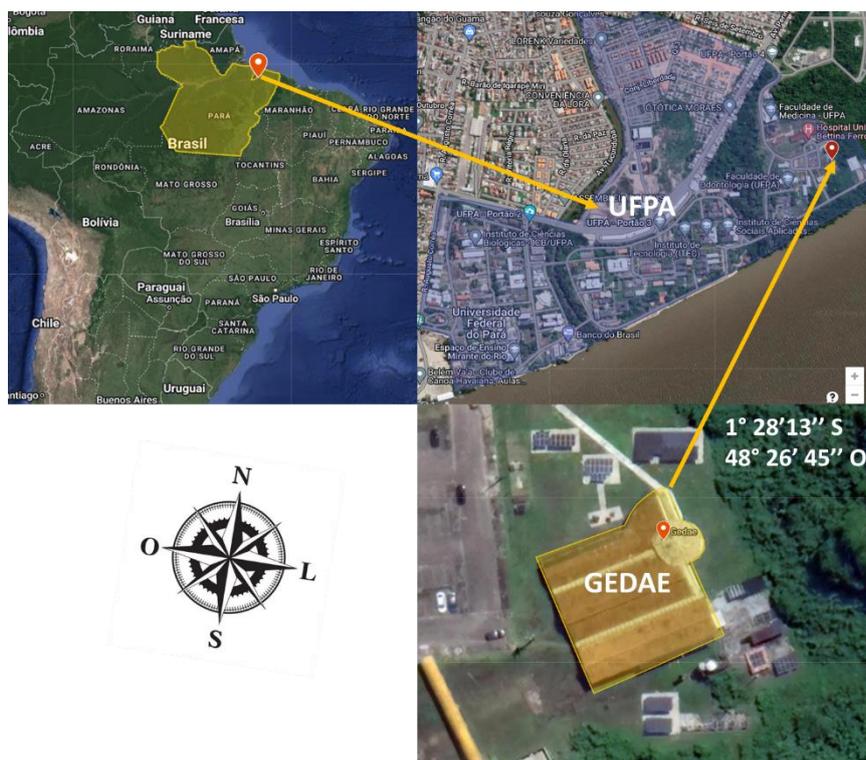


Figura 4.1 - Localização do GEDAE.

Os dados meteorológicos utilizados neste trabalho foram obtidos e integralizados em intervalos de tempo de 10 min, a partir do sistema de monitoramento e coleta de dados de uma estação meteorológica localizada no GEDAE, utilizando a seguinte instrumentação: sensor de temperatura externa e umidade relativa, modelo HC2S3, e piranômetro Kipp & Zonen modelo CMP6. A irradiação média local, os perfis horários médios de irradiância, bem como a média horária de temperatura ambiente são mostradas nas Figs. 4.2, 4.3 e 4.4, respectivamente.

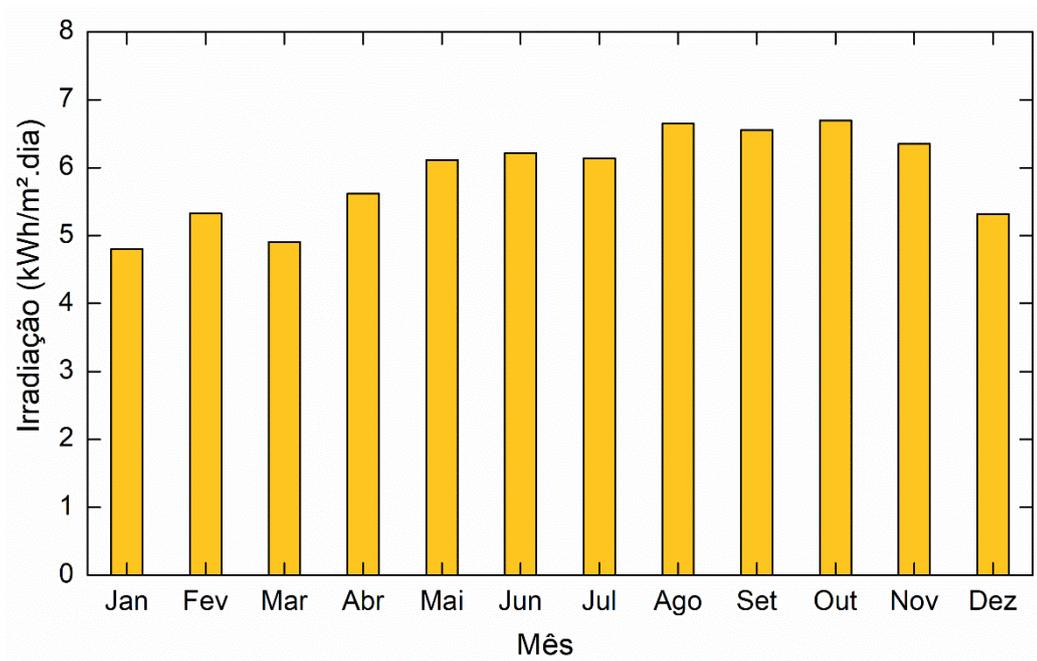


Figura 4.2 - Irradiação média diária para a cidade de Belém.

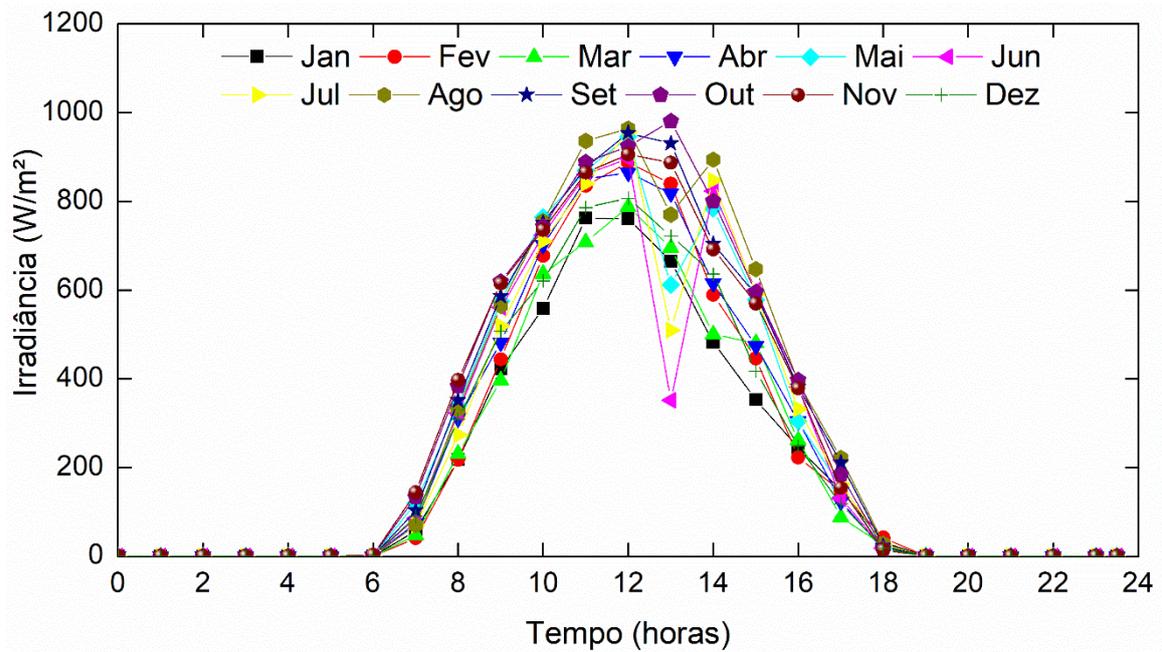


Figura 4.3 - Irradiância média horária mensal para a cidade de Belém.

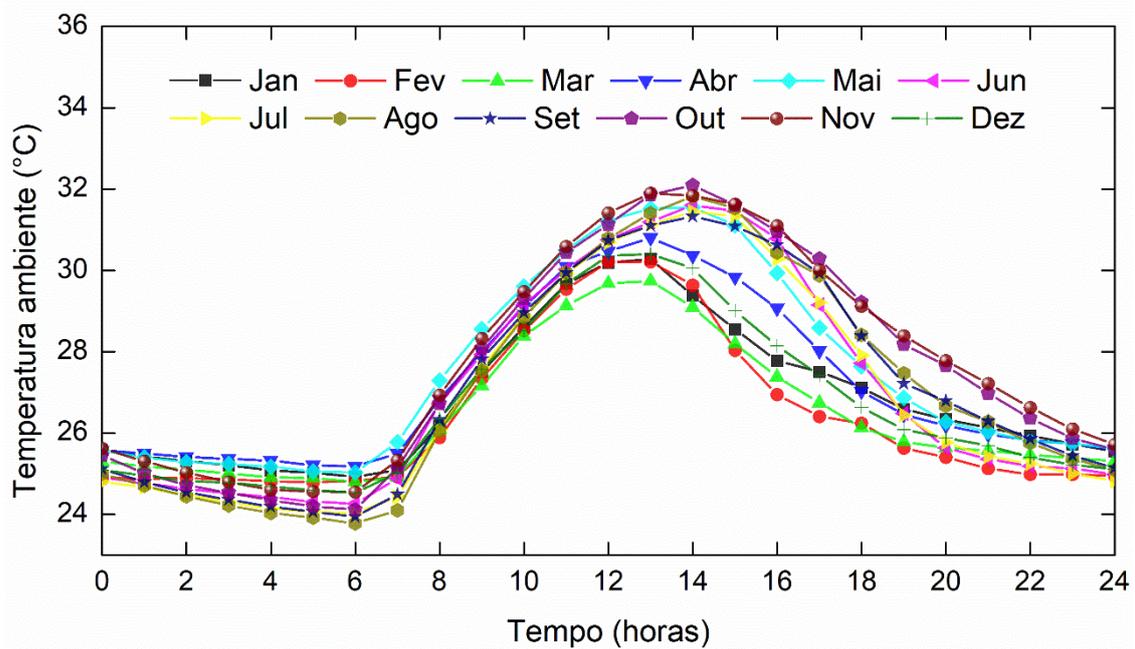


Figura 4.4 - Temperatura ambiente média horária mensal para a cidade de Belém.

4.2.2 Cenários de operação dos sistemas

O estudo proposto consiste na operação de dois sistemas de condicionamento de ar do tipo inverter, operando de forma simultânea, sendo um alimentado diretamente pela rede

elétrica convencional (SCA_{rede}) e o outro alimentado por energia solar fotovoltaica (SCA_{FV}), conforme observado na Fig. 4.5. A análise foi realizada levando-se em consideração os seguintes cenários:

- cenário I: Somente o sistema de condicionamento de ar, alimentado pela rede elétrica convencional, está em operação (SCA_{rede}).
- cenário II: Somente o sistema de condicionamento de ar alimentado por energia solar fotovoltaica está em operação (SCA_{FV}).
- cenário III: Os dois sistemas de condicionamento de ar estão em operação simultânea, sendo que o (SCA_{rede}) passa a ser denominado de sistema de condicionamento de ar alimentado pela rede, operando em paralelo ao sistema alimentado por energia fotovoltaica ($SCA_{rede//FV}$).

O sistema de geração de energia solar fotovoltaica consiste em um gerador fotovoltaico (GFV), constituído de 8 módulos fotovoltaicos de silício cristalino e com potência de pico por módulo de $175 W_p$, modelo KC175GT, conectados em série, cujas especificações técnicas encontram-se na Tabela 4.1, acoplado a um conversor c.c.-c.c. responsável por regular a tensão c.c., de modo adequado à entrada do ESC (Controlador Eletônico de Velocidade). O GFV possui potência nominal de $1400 W_p$ em condições padrões de ensaio, cujos os módulos foram analisados com ângulo de inclinação de 10 graus e orientação para o norte geográfico.

Os SCA possuem capacidade de resfriamento nominal de $5,28 kW$ e coeficiente de desempenho (COP) de 3,48. A Fig. 4.5 e a Tabela 4.2 mostram a configuração do sistema em estudo e as características técnicas do SCA, respectivamente.

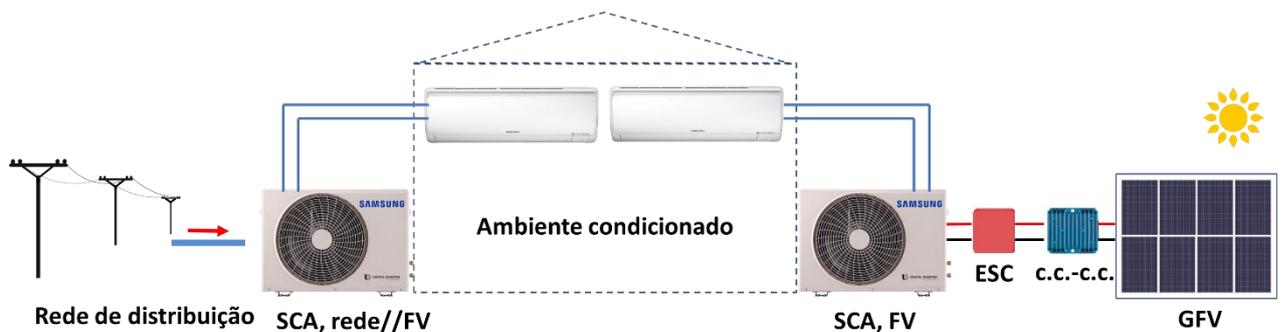


Figura 4.5 - Configuração do sistema em estudo.

Tabela 4.1 - Especificações do módulo fotovoltaico KC175GT

Desempenho elétrico sob condições padrões de Teste (STC)	Simb.	Nom.	Unid
Potência máxima	W_{max}	175	W
Tensão máxima	V_m	23,6	V
Corrente máxima	I_m	7,42	A
Tensão de circuito aberto	V_{oc}	29,2	V
Corrente de curto circuito	I_{sc}	8,09	A
Coefic. de temperatura de V_{oc}	K_V	$-1,09 \times 10^{-1}$	V/°C
Coefic. de temperatura de I_{sc}	K_I	$3,18 \times 10^{-3}$	A/°C
Característica do módulo			
Comprimento × Largura × Profundidade		(1290×990×36)	mm

Tabela 4.2 - Especificações Técnicas do SCA inverter

Technical specifications	Simb.	Nom.	Unid
Capacidade de Resfriamento (Mín – Nom. - Máx.)	Q_L	1,61 - 5,28 - 6,01	kW
Coeficiente de desempenho	COP	3,48	W/W
Potência nominal	W_e	1,5	kW
Corrente de operação	I	7,6	A
Gás refrigerante		R410A	
Tipo de compressor		BLDC (brushless DC) Motor	

4.2.3 Análise da demanda de resfriamento

Para a realização dos cálculos de demanda de resfriamento (Q_L) para o ambiente em estudo foi utilizado o software Hourly Analysis Program (HAP v5.1) [22], seguindo os dados da Tabela 4.3 e orientação da edificação mostrada na Fig. 4.6. O espaço utilizado neste estudo consiste de uma pequena biblioteca de 23 m² localizada no prédio do GEDAE, cujo funcionamento dá-se no período de segunda a sexta feira das 8h às 18h.

As paredes externas e internas da biblioteca são compostas por tijolos cerâmicos de seis furos e argamassa, com pintura na cor branco-neve e espessura total de 0,14 m. Tanto a

parade voltada para o norte, quanto para o sul possuem janelas mistas de vidro e madeira com dimensões de 1,65m x 1,70 m. O piso é formado por uma laje mista, com complemento em poliestireno expandido EPS (Isopor®), uma camada tipo argamassado e lajota cerâmica e a cobertura é composta por telha de barro, manta térmica de lã de vidro sobre estrutura de madeira.

Tabela 4.3 – Fontes de carga térmica da biblioteca

Item	Especificação/Quantidade
Lâmpadas	4 lâmpadas de LED de 20 W cada
Computadores	2 computadores desktop de 300 W cada
Outros equipamentos	1 Inversor de frequência de 1400 W, utilizado para estudos.
Pessoas	2 pessoas ocupando o espaço

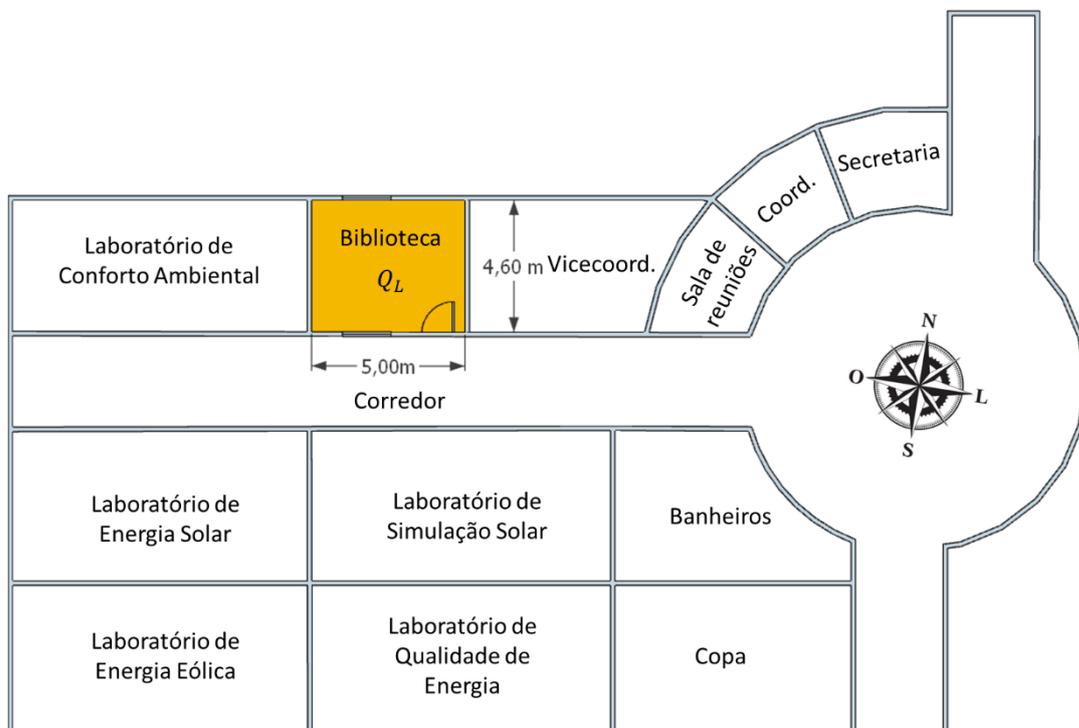


Figura 4.6 - Orientação do espaço condicionado.

4.2.4 Análise do SCA_{rede}

A Fig. 4.7 apresenta um diagrama esquemático do SCA alimentado diretamente pela rede de distribuição de energia elétrica.

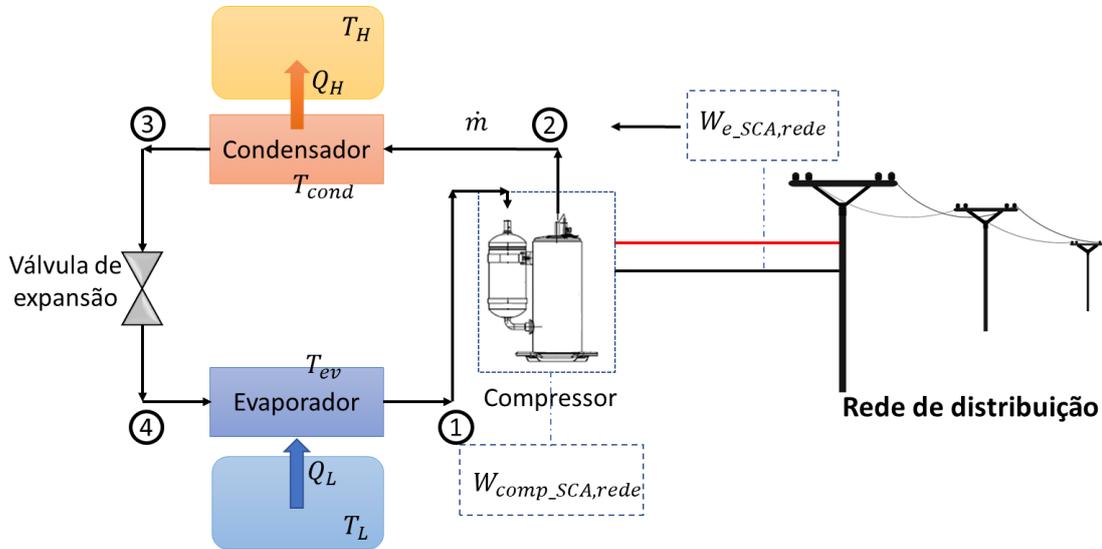


Figura 4.7 - Diagrama esquemático do SCA_{rede} .

Neste estudo são consideradas as hipóteses para o modelo de engenharia do SCA, cujos dados técnicos são mostrados na Tabela 4.2 e foram adotados no trabalho de Santos et al. [19], onde cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente, não existem quedas de pressão no evaporador e no condensador, o compressor opera adiabaticamente e com eficiência de 80% [24]. A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento. Os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis e as irreversibilidades dentro do evaporador e do condensador são ignoradas.

O ciclo de refrigeração opera com o refrigerante R410A como fluido de trabalho, como mostrado na Tabela 4.2. O vapor saturado entra no compressor e o líquido saturado sai do condensador.

De acordo com Bilgili [24], T_{cond} é a temperatura de condensação e como suposição, pode ser comumente tomado como 10 °C maior do que a temperatura ambiente T_a . Isto é, $T_{cond} = T_a + 10 \text{ °C}$. No trabalho de Calm & Domanski [25] é mostrado que a temperatura de evaporação T_{evap} fica restrita, na prática, a 10 °C para garantir a desumidificação

adequada do ar ambiente. Neste estudo, a temperatura de evaporação será mantida constante em 10 °C.

As eficiências dos componentes do sistema são dadas por 95% para o motor elétrico e 80% para o compressor [24].

4.2.4.1 Análise do ciclo de refrigeração para simulação

Em sistemas de condicionamento de ar, a troca de calor pode ser explicada com base no ciclo de refrigeração mostrado na Fig. 4.8.

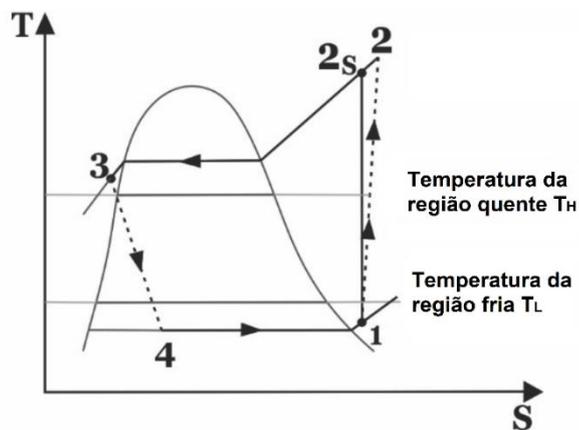


Figura 4.8 - T-s (Temperatura - entropia) para o ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

Considerando-se que o sistema opera em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, pela Primeira Lei da Termodinâmica, tem-se que a variação do fluxo mássico pode ser calculada a partir da Eq. (4.1).

$$\dot{m} = \frac{Q_L}{(h_1 - h_4)} \quad (4.1)$$

Onde, h_1 (kJ/kg) e h_4 (kJ/kg) são as entalpias específicas dos estados 1 e 4 respectivamente e Q_L é a taxa de transferência de calor a partir do ambiente interno, denominado de capacidade de resfriamento do SCA_{rede} ($Q_{L_SCA,rede}$).

De acordo com Yamankaradeniz et al. [26] e como abordado em Bilgili [24] e em Santos et al. [19], a potência do compressor $W_{comp_SCA,rede}$ (kW) pode ser definida pela Eq. (4.2).

$$W_{comp_SCA,rede} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.2)$$

Para um ciclo real de refrigeração, a entalpia específica na saída do compressor, estado 2, da Fig. 4.8 é dada pela Eq. (4.3).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{CI}} \quad (4.3)$$

Onde h_{2s} (kJ/kg) é a entalpia específica do estado 2s e a eficiência isentrópica de compressão η_{CI} é calculada de acordo com a Eq. (4.4) apresentada no trabalho de Özgoren et al. [27].

$$\eta_{CI} = 0,874 - 0,0135 \frac{P_{cond}}{P_{ev}} \quad (4.4)$$

Onde, P_{cond} e P_{ev} são as pressões de condensação e evaporação, respectivamente. Para o fluido refrigerante R410A utilizado no equipamento em estudo, a P_{ev} assume o valor de 10,85 bar, para T_{ev} igual a 10 °C e P_{cond} variável, de 20,19 bar a 25,95 bar para T_{cond} variando com a temperatura ambiente.

Conforme apresentado no trabalho de Ahamed et al. [23], a potência elétrica demandada pelo compressor pode ser calculada segundo a Eq (4.5).

$$W_{e_SCA,rede} = \frac{W_{comp_SCA,rede}}{\eta_{comp}\eta_{el}} \quad (4.5)$$

A função do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado por

meio de um balanço de energia no volume de controle do condensador e calculado pela Eq.(4.6).

$$Q_{H_SCA,rede} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.6)$$

Conforme apresentado em Özgoren et al. [27], a expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento, conforme Eq.(4.7).

$$h_4 = h_3 \quad (4.7)$$

Onde h_3 (kJ/kg) é a entalpia específica do estado 3, da Fig. 4.8.

4.2.5 Análise do SCA_{FV}

A Fig. 4.9 apresenta um diagrama esquemático do SCA alimentado pela energia gerada no GFV. A potência gerada pelo sistema fotovoltaico (W_{FV}) é entregue ao conjunto (conversor c.c.-c.c. + ESC), cuja eficiência foi considerada igual a 95%, e então aciona o motor elétrico do compressor do SCA, proporcionando a variação do fluxo de massa do fluido refrigerante de acordo com a variação da potência gerada.

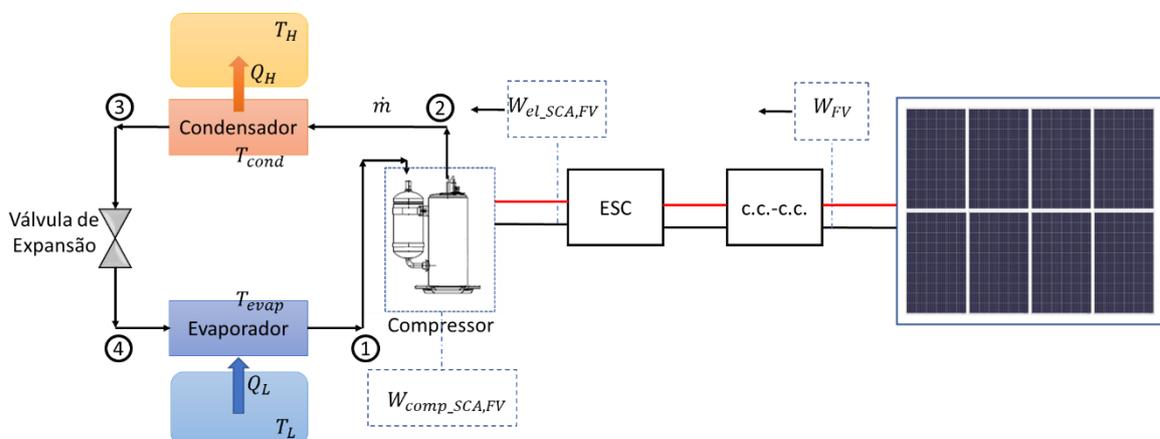


Figura 4.9 - Diagrama esquemático do SCA_{FV} .

Um modelo para determinar a potência máxima capaz de ser fornecida por um GFV sob uma dada condição de operação é sugerido por Rawat et al. [21], como apresenta a Eq. (4.8).

$$W_{FV} = P_1 G [1 + \gamma_m (T_c - T_{c,ref})] \quad (4.8)$$

Onde γ_m é igual a $-0,0045 \text{ 1/}^\circ\text{C}$ e corresponde ao coeficiente de variação do ponto de máxima potência com a temperatura, T_c é a temperatura da célula solar e $T_{c,ref}$ é a temperatura da célula solar sob condições padrões de ensaio (STC), ou seja, $25 \text{ }^\circ\text{C}$, G é a irradiância no plano do gerador. P_1 é a razão entre a potência nominal do GFV e a irradiância nas STC, ou seja, $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$, conforme mostra a Eq. (4.9).

$$P_1 = \frac{P_{FV}^0}{G_{ref}} \quad (4.9)$$

Este modelo foi escolhido devido à sua empregabilidade na engenharia de energia, atendendo perfeitamente ao propósito deste trabalho. Além disso, considera os dois parâmetros principais que afetam a potência de saída do GFV, ou seja, a irradiância incidente no plano do gerador e a temperatura da célula solar.

De acordo com a Fig. 4.9, a potência elétrica de entrada no compressor pode ser dada pela Eq. (4.10).

$$W_{e_SCA,FV} = W_{FV} \cdot \eta_{c.c.-c.c.} \cdot \eta_{ESC} \quad (4.10)$$

Combinando-se as Eqs. (4.2), (4.5), (4.8), (4.9) e (4.10) obtém-se a equação de acoplamento do sistema combinado Eq. (4.11) como sendo a variação do fluxo de massa do fluido refrigerante a partir da potência gerada no GFV.

$$\dot{m} = \frac{P_{FV}^0 \frac{G}{G_{ref}} [1 + \gamma_m (T_c - T_{c,ref})] \cdot \eta_{c.c.-c.c.} \cdot \eta_{ESC} \cdot \eta_{comp} \cdot \eta_e}{(h_2 - h_1)} \quad (4.11)$$

A capacidade de resfriamento do SCA_{FV} pode ser obtido conforme a Eq. (4.12).

$$Q_{L,SCA,FV} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.12)$$

4.2.6 Estimativa da operação do SCA_{rede} em paralelo ao SCA_{FV} ($SCA_{rede//FV}$)

Para analisar o SCA_{rede} operando em paralelo com o SCA_{FV} , pode-se levar em consideração que a partir do instante em que o SCA_{rede} é iniciado às 8h, parte da carga térmica presente no ambiente em estudo, já está sendo removida pelo SCA_{FV} que tem sua operação iniciada de acordo com a entrega de potência gerada pelo GFV, a partir da entrada de determinado nível de irradiância. Com isso, é possível obter a demanda de resfriamento da biblioteca, para esta configuração, conforme a Eq (4.13).

$$Q_{L,SCA,rede//FV} = Q_{L,SCA,rede} - Q_{L,SCA,FV} \begin{cases} Q_{L,SCA,rede//FV(min)} = 1,61 \text{ kW} \\ Q_{L,SCA,rede//FV(máx)} = 6,01 \text{ kW} \\ 1,61 \leq Q_{L,SCA,rede//FV} \leq 6,01 \end{cases} \quad (4.13)$$

De acordo com a Tabela 4.2, o SCA precisa obedecer aos limites operacionais mínimo e máximo estabelecidos pelo fabricante, e portanto o $Q_{L,SCA,rede//FV}$ deve obedecer a relação $1,61 \leq Q_{L,SCA,rede//FV} \leq 6,01$. Desta forma, a variação do fluxo mássico pode ser calculada a partir da Eq. (4.14).

$$\dot{m} = \frac{Q_{L,SCA,rede//FV}}{(h_1 - h_4)} \quad (4.14)$$

A potência de compressão e potência elétrica do sistema $SCA_{rede//FV}$ podem ser obtidas pelas Eqs. (4.15) e (4.16), respectivamente.

$$W_{comp_SCA,rede//FV} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.15)$$

$$W_{e_SCA,rede//FV} = \frac{W_{comp_SCA,rede//FV}}{\eta_{comp}\eta_e} \quad (4.16)$$

4.2.7 Energia consumida pelo SCA

A energia mensal consumida pelo SCA_{rede} , SCA_{FV} e $SCA_{rede//FV}$, bem como a energia térmica extraída do ambiente interno podem ser obtidas a partir das Eqs.(4.17) a (4.22), onde o t representa o número de dias úteis do mês em que o sistema encontra-se em operação.

$$E_{SCA,rede} = t \sum_{i=8}^k W_{e_SCA,rede} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.17)$$

$$E_{SCA,FV} = t \sum_{i=6}^k W_{e_SCA,FV} \quad (k = 6, 7, \dots, 18) \quad (4.18)$$

$$E_{SCA,rede//FV} = t \sum_{i=8}^k W_{e_SCA,rede//FV} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.19)$$

$$Q_{SCA,rede} = t \sum_{i=8}^k Q_{L_SCA,rede} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.20)$$

$$Q_{SCA,FV} = t \sum_{i=6}^k Q_{L_SCA,FV} \quad (k = 6, 7, \dots, 18) \quad (4.21)$$

$$Q_{SCA,rede//FV} = t \sum_{i=8}^k Q_{L_SCA,rede//FV} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.22)$$

4.2.8 Fator Sazonal de Desempenho (FSD)

Alguns indicadores de desempenho utilizados para comparar o comportamento dos SCA, alimentados por diferentes fontes e em períodos diferentes, usados no trabalho de Aguillar et al.[17], foram aplicados neste trabalho. O $FSD_{SCA,rede}$ é definido como a relação entre a energia térmica extraída do ambiente interno pelo SCA alimentado pela rede, pela energia consumida a partir da rede, de acordo com a Eq. (4.23).

$$FSD_{SCA,rede} = \frac{Q_{SCA,rede}}{E_{SCA,rede}} \quad (4.23)$$

O $FSD_{SCA,FV}$ é definido como a relação entre a energia térmica extraída do ambiente interno pelo SCA alimentado pelo GFV, pela energia consumida a partir do GFV, de acordo com a Eq. (4.24).

$$FSD_{SCA,FV} = \frac{Q_{SCA,FV}}{E_{SCA,FV}} \quad (4.24)$$

Por fim, quando o SCA alimentado pela rede elétrica convencional entra em operação, em paralelo com o SCA alimentado pelo GFV, tem-se o $FSD_{SCA,rede//FV}$, podendo ser obtido pela Eq. (4.25).

$$FSD_{SCA,rede//FV} = \frac{Q_{SCA,rede//FV}}{E_{SCA,rede//FV}} \quad (4.25)$$

4.2.9 Fração Solar (FS)

A fração solar representa o quanto a energia solar está contribuindo para a alimentação do SCA em relação ao total de energia que está sendo consumida para o condicionamento do ambiente interno. A FS pode ser obtida a partir da Eq. (4.26). [13,14].

$$FS (\%) = \frac{E_{SCA,FV}}{E_{SCA,FV} + E_{SCA,rede//FV}} \quad (4.26)$$

4.2.10 Custos de energia

As tarifas de energia no Brasil variam de acordo com a Tabela 4.4. Os custos calculados para avaliação do payback das alternativas estudadas levaram em consideração o custo horário, em dias úteis de funcionamento da biblioteca. As tarifas apresentadas na Tabela 4.4 representam os valores praticados pela distribuidora de energia local e, portanto, diferem dos demais estados do país. Os custos da energia (CE) demandada pelo SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$ foram calculados a partir das Eqs. (4.27) e (4.28). TE representa a tarifa de energia apresentada na Tabela 4.4, que segue a norma da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) [28].

Tabela 4.4 - Tarifa de Energia (R\$/kWh)

Horário de ponta	Horário intermediário	Horário fora da ponta
18h30 às 21h29	Das 17h30 às 18h29 e das 21h30 às 22h29	Das 22h30 às 17h29 e em fins de semana e feriados nacionais
2,02	1,29	0,68

Fonte: ANEEL [28], Referência: 16/12/2022

$$CE_{SCA,rede} = t.TE \sum_{i=8}^k W_{e_SCA,rede} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.27)$$

$$CE_{SCA,rede//FV} = t.TE \sum_{i=8}^k W_{e_SCA,rede//FV} \quad (k = 8, 9, \dots, 18) \quad (4.28)$$

4.2.11 Análise tecnoecômica

Para a realização da análise tecnoeconômica dos cenários em estudo, foram utilizados os dados da Tabela 4.5 relativos aos custos médios de investimento, operação e manutenção dos sistemas.

Os valores presentes na Tabela 4.5 foram obtidos a partir de preços reais fornecidos por empresas locais. Para a obtenção dos custos anualizados, a fim de realizar a comparação entre os diferentes cenários, foi utilizado o método do Valor Anual Equivalente (VAE), que é uma técnica usada para comparar alternativas de investimento que diferem em vida útil, tamanho e custo. Ele é usado para converter os fluxos de caixa de diferentes projetos em um valor anual que pode ser comparado. Os tempos de vida útil para os componentes do sistema foram estimados em 25 anos para os módulos fotovoltaicos, 18 anos para o condicionador de ar e 15 anos para os conversores c.c.-c.c e ESC [17].

Para análise do tempo de retorno do investimento, foram realizados os cálculos do Valor Presente Líquido (VPL), utilizando uma taxa mínima de atratividade (TMA) de 5%, conforme trabalho de Soares et al. [29] e o método do payback descontado.

Tabela 4.5 - Custos dos sistemas (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh [28])

Itens	SCA_{rede}	$SCA_{rede//FV}$	$SCA_{rede,ref}$
Investimento	R\$	R\$	R\$
Módulos fotovoltaicos	0	4.200,00	0
Conversor c.c.-c.c.	0	550,00	0
ESC	0	3.099,00	0
Condicionador de ar	3.179,00	6.358,00	2.878,00
Instalação	400,00	1.800,00	400,00
Total de Custos de Investimento	3.579,00	16.007,00	3.278,00
Manutenção	R\$/ano	R\$/ano	R\$/ano
Módulos fotovoltaicos	0	150,00	0
Conversor c.c.-c.c.	0	0	0
ESC	0	0	0
Condicionador de ar	300,00	600,00	300,00
Total de custos de manutenção	300,00	750,00	300,00
Operação	R\$/ano	R\$/ano	R\$/ano
Custo com energia elétrica	1.421,02	773,74	2.891,93
Total de Custos de operação	1.421,02	773,74	2.891,93
Investimento Total	5.300,02	17.530,74	6.469,93

4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho é proposta uma análise tecnoeconômica de dois condicionadores de ar de velocidade variável, operando simultaneamente para atender a demanda de resfriamento de um ambiente considerado para estudo, sendo um alimentado normalmente pela rede elétrica convencional e o outro acoplado diretamente por um gerador fotovoltaico, via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia.

A simulação foi realizada conforme metodologia utilizada em Santos et al. [19] na cidade de Belém, capital do estado do Pará, com o objetivo de verificar a contribuição do sistema alimentado por energia solar fotovoltaica para a economia no consumo de energia do sistema alimentado pela rede elétrica convencional. Toda a modelagem, análise e simulação do sistema, foram obtidos com auxílio do software EES – Engineering Equation Solver, juntamente com uso de planilhas eletrônicas para realização dos cálculos de custos.

4.3.1 Análise do cenário I

A Fig. 4.10 apresenta o que foi proposto para o cenário I, onde é mostrado a variação horária da capacidade de resfriamento e potência elétrica demandada para o SCA alimentado diretamente pela rede elétrica convencional (SCA_{rede}), para um dia selecionado do mês de Outubro e outro em Janeiro, por serem os meses de maior e menor níveis de irradiação recebidos, respectivamente, conforme mostrado na Fig. 4.2.

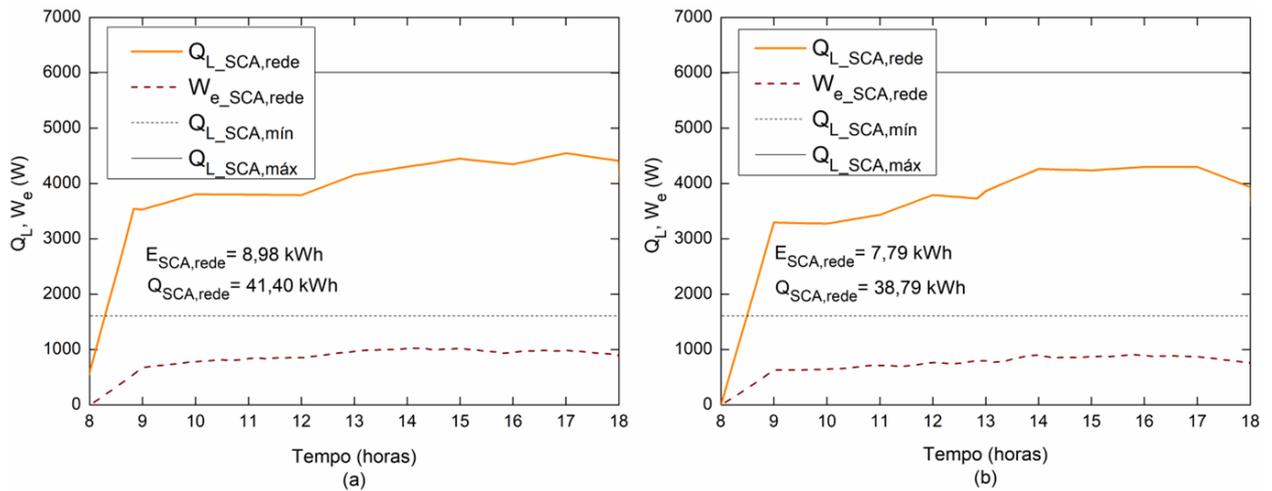


Figura 4.10 - Variação horária da $Q_{L_SCA, rede}$ e $W_{e_SCA, rede}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b). ($T_L = 23^\circ\text{C}$)

É possível observar a flutuação horária da capacidade de resfriamento do sistema, sendo equivalente a necessidade de resfriamento do ambiente condicionado, calculada a partir do (HAP v5.1) e da potência demandada para esta condição de operação a partir da Eq. (20), sendo o consumo de energia elétrica de 8,98 kWh para o dia analisado de Outubro e 7,79 kWh para o dia em Janeiro.

4.3.2 Análise do cenário II

A situação proposta no cenário II é analisada na Fig. 4.11, onde o SCA é alimentado unicamente por energia solar fotovoltaica, sem uso de baterias ou rede elétrica para suporte, operando de acordo com a disponibilidade do recurso solar. A Fig. 4.11 mostra a variação horária da capacidade de resfriamento do SCA e a potência elétrica fornecida pelo GVF, calculadas a partir das Eqs.(4.10) e (4.12), para um dia selecionado do mês de Outubro (a) e outro em Janeiro (b).

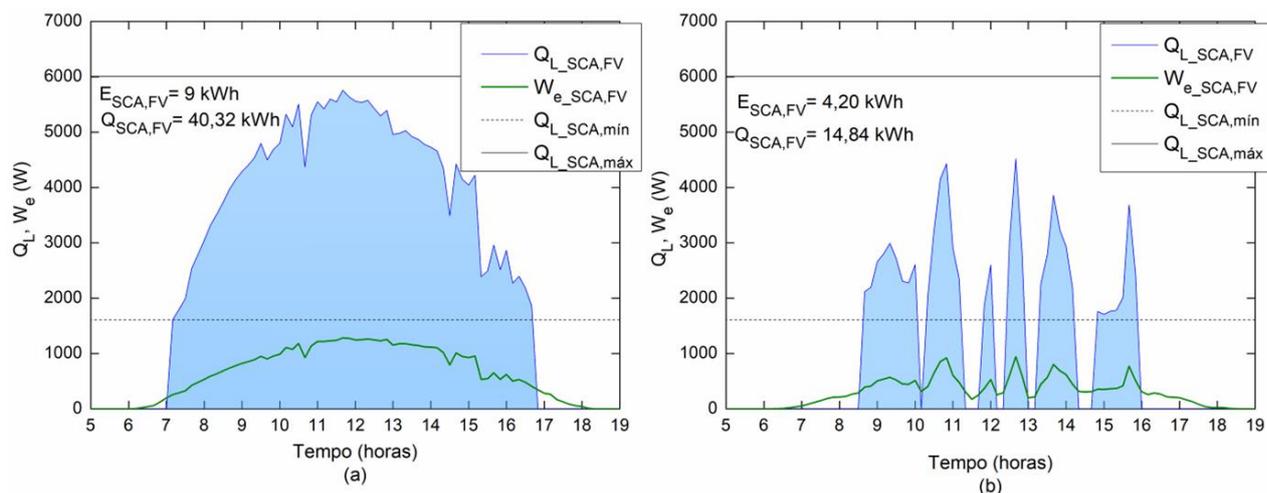


Figura 4.11 - Variação horária da $Q_{L_SCA,FV}$ e $W_{e_SCA,FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).

É possível observar na Fig. 4.11 (a) que o GFV começa a fornecer potência para o SCA a partir das 6h20, porém o sistema atinge a capacidade mínima de resfriamento ($Q_{L_SCA,min} = 1610 W$) a partir das 7h10, com uma potência de entrada de aproximadamente 300 W, correspondendo a um nível de irradiância nos módulos fotovoltaicos de aproximadamente $240 W/m^2$.

Na Fig. 4.11 (b), o GFV inicia o fornecimento de potência para o SCA a partir das 6h30 e o SCA atinge o Q_L mínimo a partir das 8h30, entrando em funcionamento até às 16h, sofrendo pelo menos cinco interrupções ao longo do dia devido a baixos níveis de irradiância.

4.3.3 Análise do cenário III

A partir da Fig. 4.12 é possível observar o comportamento da capacidade de resfriamento do SCA_{rede} quando os dois sistemas, SCA_{rede} e SCA_{FV} estão operando em paralelo. Neste cenário, o SCA_{rede} passa a ser denominado de $SCA_{rede//FV}$, onde a $Q_{L_SCA,rede//FV}$ pode ser estimada a partir da Eq.(4.13).

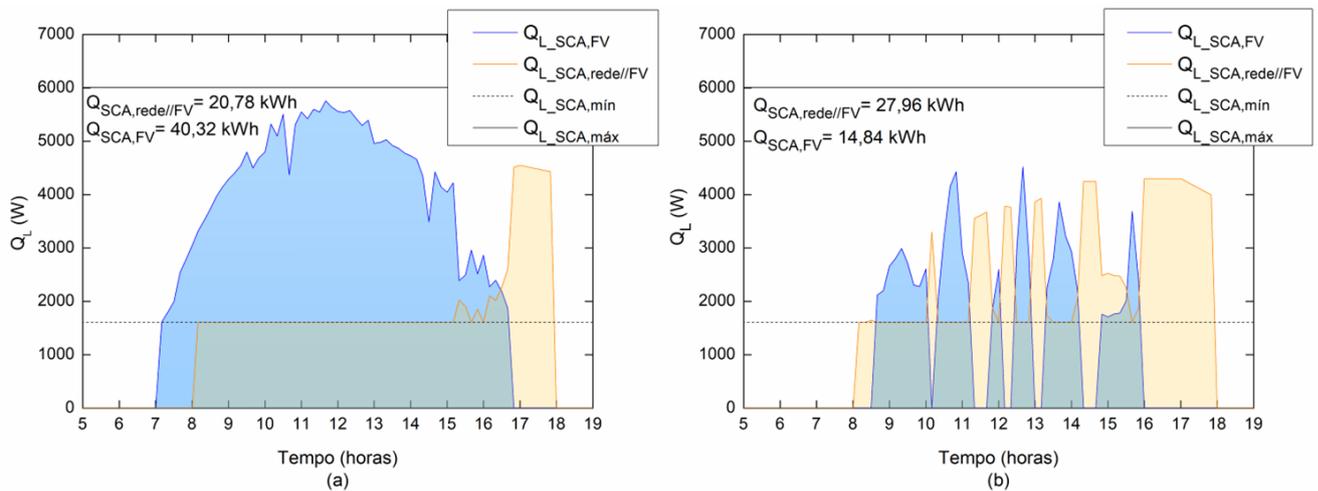


Figura 4.12 - Variação horária da $Q_{L_SCA,FV}$ e $Q_{L_SCA,rede//FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).

A Fig. 4.12(a) mostra que o $SCA_{rede//FV}$ é acionado a partir das 8h e passa a operar na capacidade mínima de resfriamento pelo fato do SCA_{FV} já ter iniciado a operação às 7h10, extraíndo a carga térmica do ambiente interno, com isto o $SCA_{rede//FV}$ permanece nessa condição até às 15h10, onde começa a aumentar a capacidade para suprir a deficiência do SCA_{FV} , que a partir deste instante, começa a diminuir devido a redução do recurso solar.

A variação horária da capacidade de resfriamento para um dia de Janeiro é apresentada na Fig. 4.12(b). É possível verificar que o $SCA_{rede//FV}$ entra em operação a partir das 8h, enquanto o SCA_{FV} só inicia a operação a partir das 8h30. Nota-se que existe uma compensação em relação a capacidade de resfriamento das unidades de condicionamento de ar, onde observa-se que quando a SCA_{FV} diminui a sua capacidade de resfriamento, o $SCA_{rede//FV}$ precisa atuar para compensar e suprir a necessidade do ambiente condicionado.

O comportamento horário da potência consumida pelos sistemas $SCA_{rede//FV}$ e SCA_{FV} pode ser verificado na Fig. 4.13.

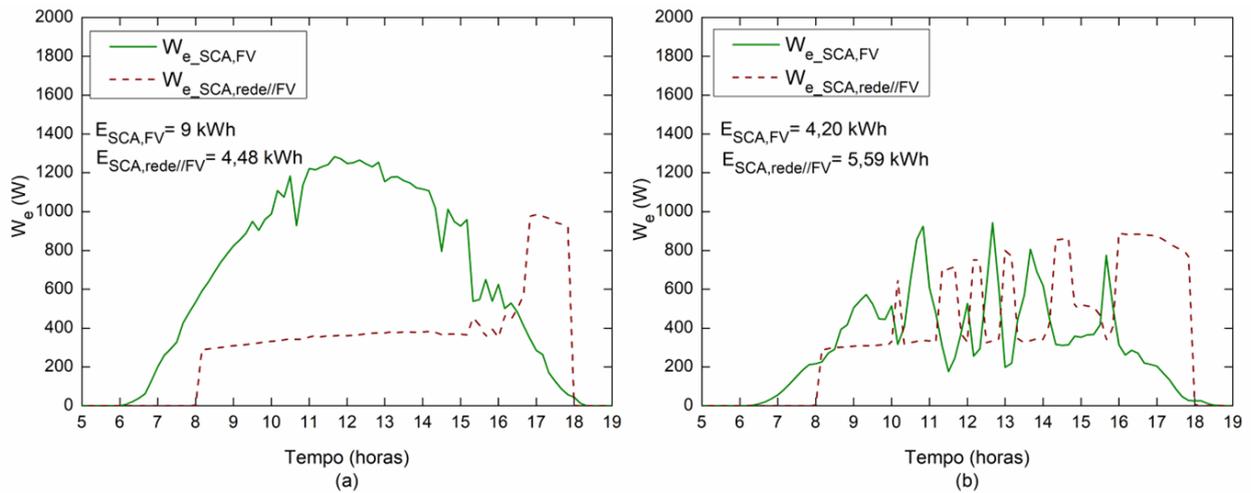


Figura 4.13 - Variação horária da $W_{e_SCA,FV}$ e $W_{e_SCA,rede//FV}$ para um dia do mês de Outubro (a) e Janeiro (b).

É possível notar que, em comparação com o cenário I, há uma redução no consumo de energia elétrica quando o sistema de condicionamento de ar alimentado pela rede opera em paralelo ao sistema alimentado por energia solar fotovoltaica. Para o cenário III, o $SCA_{rede//FV}$ alcançou um consumo de energia de 4,48 kWh para o dia considerado em Outubro e 5,59 kWh para o dia de Janeiro, sendo uma redução de aproximadamente 50% e 28%, respectivamente, em relação ao consumo dos sistemas analisados no cenário I.

4.3.4 Avaliação mensal do comportamento dos sistemas

Nesta seção são avaliados os resultados do desempenho dos sistemas analisados, de acordo com os cenários propostos. A partir da Fig. 4.14 é possível verificar o desempenho mensal do SCA_{rede} , de acordo com a proposta para o cenário I.

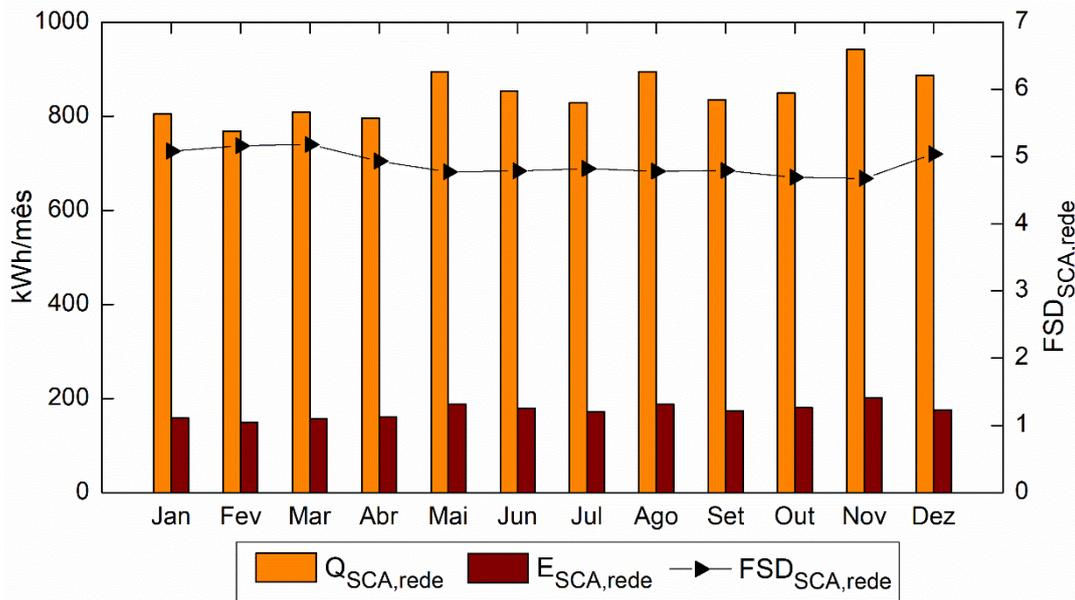


Figura 4.14 - Energia consumida $E_{SCA,rede}$ (elétrica) e produzida $Q_{SCA,rede}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,rede}$.

Nesta condição de operação, observa-se que o mês de Novembro obteve o maior consumo de energia elétrica e também a maior energia térmica fornecida ao ambiente condicionado, sendo que o menor consumo ocorreu no mês de Fevereiro devido as condições climáticas observadas nas Figs. 4.3 e 4.4. O melhor desempenho observado a partir do $FSD_{SCA,rede}$ ocorreu para os meses de menor consumo energético.

O desempenho mensal do SCA_{FV} , conforme cenário II, é apresentado na Fig.4.15.

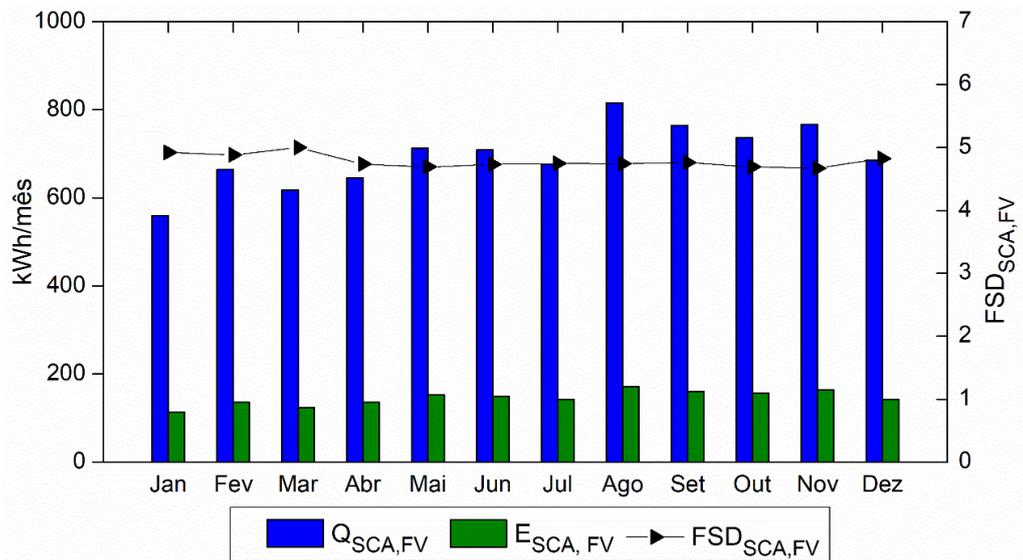


Figura 4.15 - Energia consumida $E_{SCA,FV}$ (elétrica) e extraída do ambiente $Q_{SCA,FV}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,FV}$.

O mês de Agosto obteve a maior produção de energia elétrica para acionamento do SCA e também a maior energia térmica fornecida ao ambiente condicionado. A menor produção de energia ocorreu no mês de Janeiro por tratar-se de um mês com baixo nível de irradiância média recebida pelo GFV (Fig 4.3). O melhor desempenho observado a partir do $FSD_{SCA,FV}$ ocorreu para o mês de Março, o que pode ser explicado pela menor temperatura média do mês, contribuindo para um melhor desempenho de produção do GFV.

A Fig. 4.16 apresenta o desempenho mensal para o cenário III, em que os dois sistemas de condicionamento de ar estão operando em paralelo.

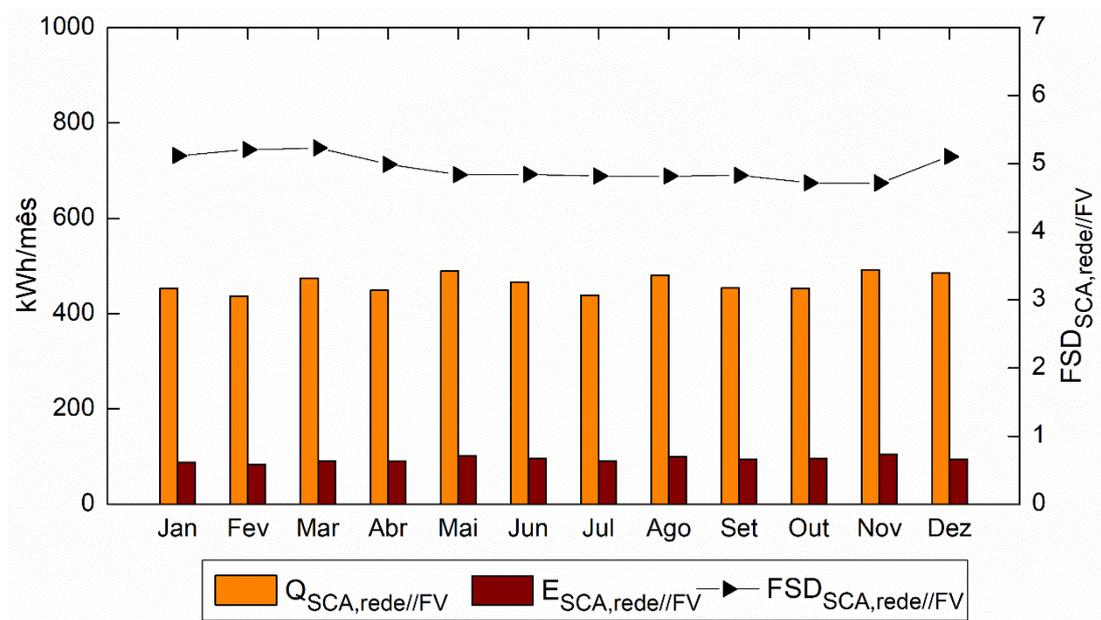


Figura 4.16 - Energia consumida $E_{SCA,rede//FV}$ (elétrica) e extraída do ambiente $Q_{SCA,rede//FV}$ (térmica) juntamente com o Fator Sazonal de Desempenho $FSD_{SCA,rede//FV}$.

É possível observar uma redução mensal no consumo de energia elétrica do $SCA_{rede//FV}$, haja vista que o SCA_{FV} contribui significativamente para a redução da demanda de resfriamento do ambiente interno da biblioteca. Como pode ser verificado na Fig. 4.17, o mês de Agosto possui a maior fração solar de contribuição para a redução no consumo de energia pelo $SCA_{rede//FV}$, atingindo o valor de 63,3 % por parte da geração fotovoltaica.

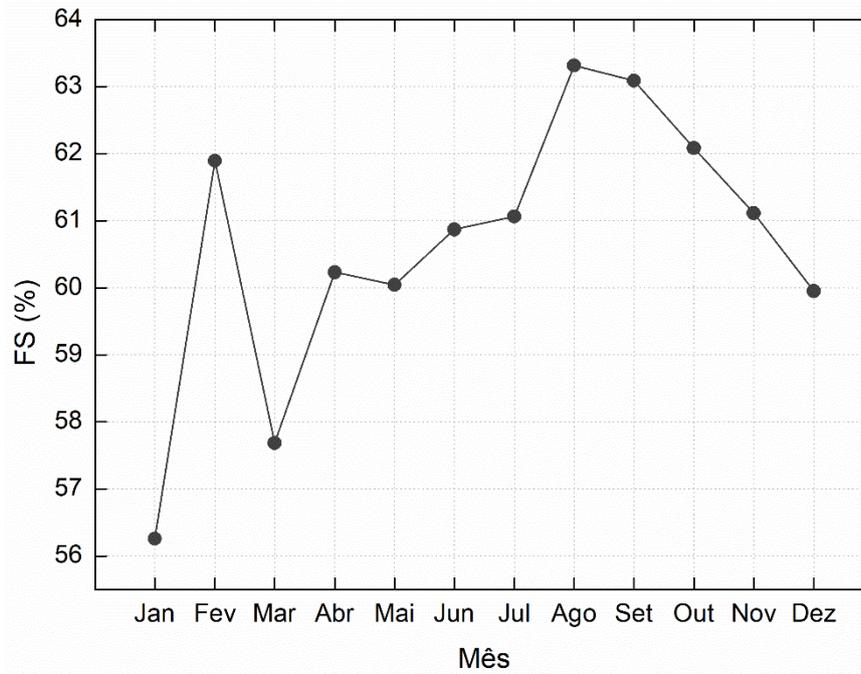


Figura 4.17 - Fração Solar de contribuição mensal para o condicionamento do ambiente.

A Tabela 4.6 apresenta os dados detalhados do desempenho mensal e anual dos SCA para os diferentes cenários.

Tabela 4.6 – Dados mensais para o SCA em diferentes cenários

Mês	$E_{SCA,rede}$	$E_{SCA,FV}$	$E_{SCA,rede//FV}$	$E_{SCA,Total}$	$Q_{SCA,rede}$	$Q_{SCA,FV}$	$Q_{SCA,rede//FV}$	FSD_{rede}	FSD_{FV}	$FSD_{SCA,rede//FV}$	FS(%)
Jan	158,41	113,63	88,35	201,98	804,76	559,47	452,24	5,08	4,92	5,12	56,26
Fev	148,92	136,17	83,83	220,00	768,48	664,61	436,81	5,16	4,88	5,21	61,89
Mar	155,95	123,50	90,58	214,08	807,98	617,45	473,91	5,18	5,00	5,23	57,69
Abr	161,45	136,24	89,94	226,18	796,15	645,34	448,86	4,93	4,74	4,99	60,24
Mai	187,54	151,92	101,10	253,02	895,17	712,69	489,39	4,77	4,69	4,84	60,04
Jun	178,59	149,78	96,28	246,06	854,22	708,66	466,54	4,78	4,73	4,85	60,87
Jul	171,76	142,54	90,89	233,44	828,06	676,90	438,27	4,82	4,75	4,82	61,06
Ago	187,30	171,82	99,55	271,37	895,28	815,39	480,01	4,78	4,75	4,82	63,32
Set	174,16	160,70	94,02	254,71	834,90	764,87	453,89	4,79	4,76	4,83	63,09
Out	181,11	156,97	95,87	252,84	848,76	736,64	452,49	4,69	4,69	4,72	62,08
Nov	201,28	164,02	104,37	268,40	941,54	766,42	492,15	4,68	4,67	4,72	61,11
Dez	175,96	142,16	94,97	237,13	886,89	686,08	485,22	5,04	4,83	5,11	59,95
Ano	2082,44	1749,44	1129,76	2879,21	10162,19	8354,52	5569,77	4,88	4,78	4,93	60,76

Verifica-se que durante um ano de operação, o $FSD_{SCA,rede//FV}$, que é a relação entre a energia térmica de resfriamento produzida e o consumo de energia elétrica para quando SCA_{rede} , opera em paralelo ao SCA_{FV} , apresentou o valor de 4,93, indicando um melhor

desempenho em relação ao SCA alimentado pela rede e operando de forma individual, cujo valor foi de 4,88.

A tabela 4.6 também mostra o indicador de fração solar anual (FS) para o $SCA_{rede//FV}$, no qual o valor apresentado foi de 60,76% de contribuição da energia solar para redução do consumo de energia da rede elétrica convencional.

4.3.5 Análise econômica

Nesta seção serão realizadas análises de custos de investimento para aplicação dos sistemas propostos.

A partir das Eqs.(4.27) e (4.28), a Fig. 4.18 apresenta a comparação entre o custo mensal da energia consumida pelos SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$, de acordo com os cenários I e III, utilizando-se um valor da tarifa de energia praticada pela concessionária de energia de 0,68 R\$/kWh, conforme apresentado na Tabela 4.4.

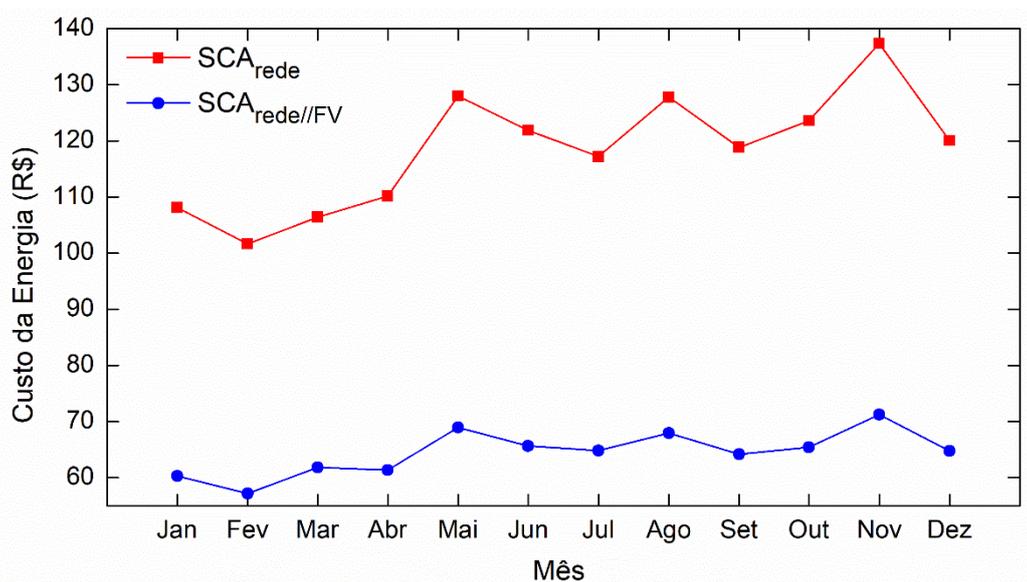


Figura 4.18 - Variação mensal do custo da energia para o SCA_{rede} e para o $SCA_{rede//FV}$ (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh).

Observa-se que quando os sistemas estão operando em paralelo há uma redução no custo mensal com energia elétrica da rede. Para o mês de Fevereiro, que teve o menor custo anual, o SCA_{rede} apresentou um custo de R\$101,62, operando de forma isolada e uma

redução para R\$57,21 operando em paralelo com o SCA_{FV} . Para o mês de Novembro, o custo foi de R\$137,35 (operação isolada) e de R\$71,22 (operação em paralelo).

A partir da Tabela 4.5, onde são apresentados os principais custos relacionados aos sistemas estudados, como custos de investimento, manutenção e operação, foi aplicado o método do valor anual equivalente (VAE), seguindo a metodologia de trabalho de Aguillar et al. [17].

Utilizando-se uma vida útil de 25 anos para os módulos fotovoltaicos, 18 anos para o SCA, 15 anos para o conversor c.c.-c.c. e ESC, uma taxa mínima de atratividade de 5% [29] e considerando-se que o investimento foi realizado a vista, os custos totais foram anualizados e estão demonstrados na Tabela 4.7.

Para comparação entre o SCA do tipo inverter, foi utilizado um SCA não inverter como referência ($SCA_{rede,ref}$), modelo PAC18000FM9, cujo consumo médio é de 1,63 kW/h.

Tabela 4.7 - Custos anualizados pelo método VAE (Tarifa de Energia 0,68 R\$/kWh)

	Custo de contribuição (R\$/ano)		
	SCA_{rede}	$SCA_{rede//FV}$	$SCA_{rede,ref}$
Investimento	354,43	1.432,87	324,62
Manutenção	285,71	714,29	285,71
Eletricidade	1.353,35	736,89	2.754,22
Total	1.993,49	2.884,04	3.364,55

Os resultados apresentados na Tabela 4.7, e na Fig. 4.19, mostram a contribuição de cada componente do custo para implementação dos sistemas analisados, durante o período de vida útil de projeto, de 25 anos.

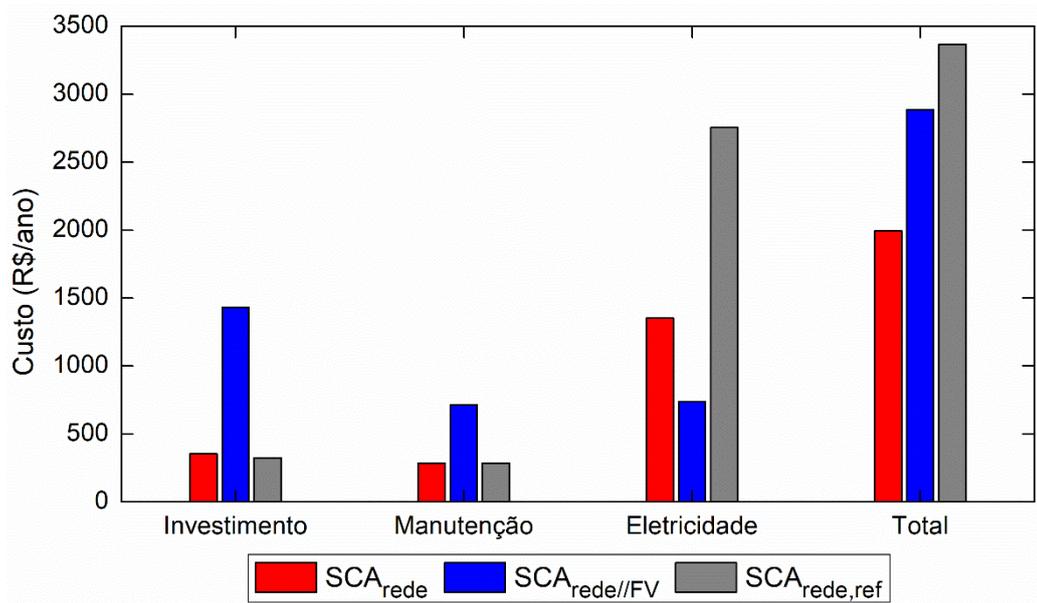


Figura 4.19 - Contribuição anual de componentes de custos dos sistemas.

Na Fig. 4.19 observa-se que o maior custo de investimento corresponde ao $SCA_{rede//FV}$, no valor de R\$1.432,87/ano, devido ao maior número de equipamentos que precisam ser adquiridos, já o menor custo de investimento foi para o $SCA_{rede,ref}$, no valor de R\$324,62/ano, por ser um sistema comercialmente mais barato em comparação ao SCA do tipo inverter. No entanto, em termos de consumo de energia elétrica, o $SCA_{rede//FV}$ foi o que apresentou o menor custo por ano, no valor de R\$ 736,89/ano, sendo o sistema de referência o que teve o maior custo de consumo elétrico, de R\$ 2.754,22/ano, ambos utilizando o custo da tarifa de energia elétrica de 0,68 R\$/kWh, que é praticada durante o período de funcionamento da biblioteca, de acordo com a Tabela 4.4.

A contribuição percentual de custos dos sistemas, ao longo da vida útil é mostrada na Fig. 4.20.

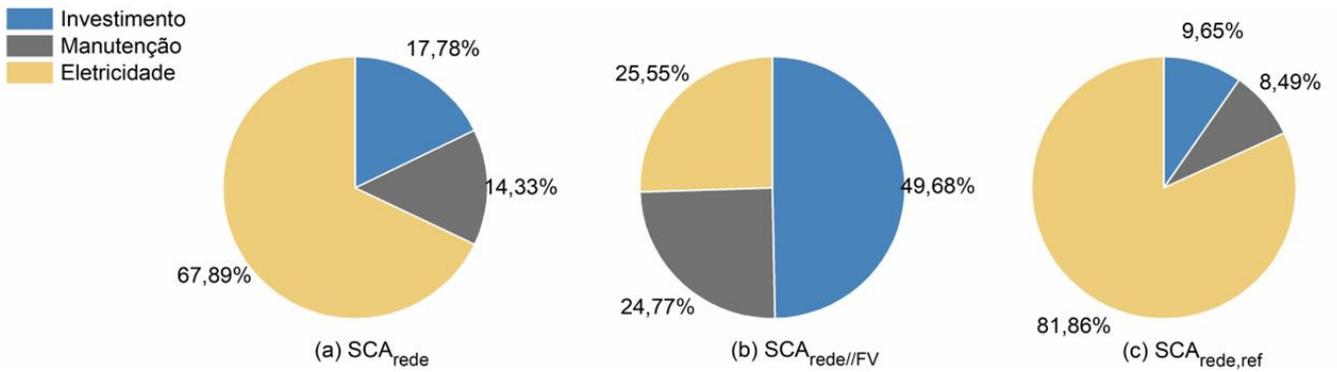


Figura 4.20 - Contribuição de custos durante a vida útil total dos componentes.

Na Fig. 4.20(a) observa-se que para o SCA_{rede} a maior contribuição da-se por parte do custo com eletricidade, cerca de 67,89%, assim como para o sistema de referência (Fig. 4.20(c)), com contribuição de 81,86% do total. Para o $SCA_{rede//FV}$ (Fig. 4.20(b)), o custo mais acentuado foi com o investimento inicial, cujo valor percentual foi de 49,68%, ficando o custo com energia elétrica em cerca de 25,55%. Estes resultados mostram que o SCA_{FV} é capaz de contribuir a longo prazo para a economia no consumo de energia elétrica da rede.

Para uma análise comparativa de custos dos cenários I e III, em função do preço da tarifa de energia, foi utilizado o método do cálculo de razão de custos, RC[17], que compara o custo total anualizado dos SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$, apresentado na Tabela 4.7, com o sistema de referência, de acordo com a Eq.(4.29).

$$RC = \frac{C_{Total_SCA}}{C_{Total_SCA,ref}} \quad (4.29)$$

A partir da Eq.(4.29), obtém-se as razões de custo para SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$ com os valores de 0,59 e 0,86 para a tarifa de 0,68 R\$/kWh. Variando-se o preço da tarifa de energia de 0,60 R\$/kWh a 2,2 R\$/kWh, pode-se verificar o comportamento do RC, conforme mostrado na Fig. 4.21, onde é possível concluir que as razões de custo para SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$ se aproximam, conforme o preço da tarifa de energia elétrica aumenta e se interceptam para o valor de tarifa de 1,68 R\$/kWh, ou seja, a partir deste valor de tarifa o $SCA_{rede//FV}$ torna-se um investimento vantajoso em relação ao SCA_{rede} .

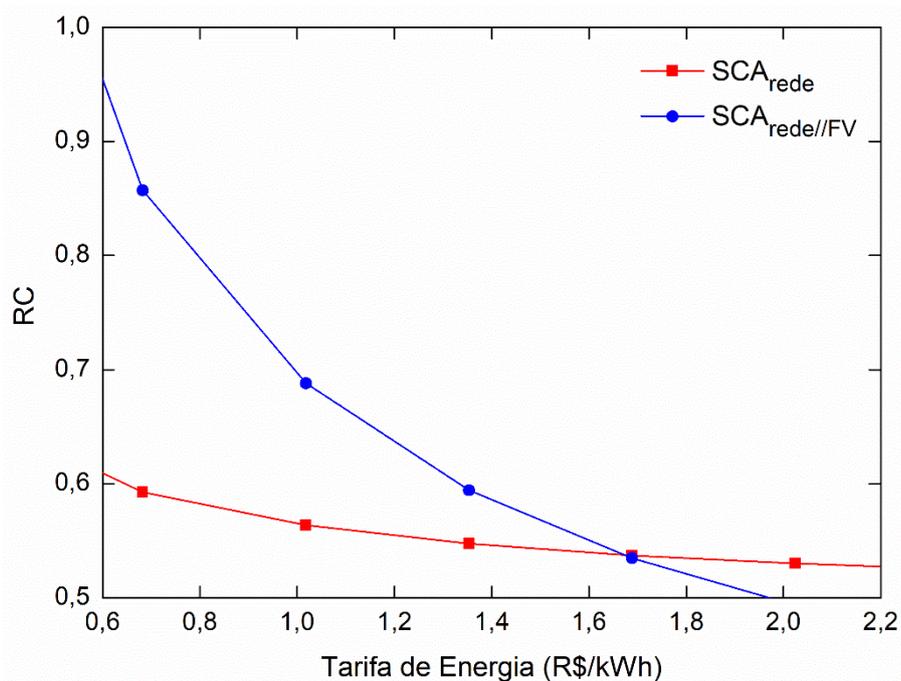


Figura 4.21 - Razão de custos dos sistemas SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$ em função da tarifa de energia elétrica.

A Fig. 4.22 apresenta o custo total por ano dos sistemas em função da tarifa de energia, onde verifica-se que para valores mais baixos de tarifa de energia, o SCA_{rede} mostra-se mais interessante, pois o custo total anual com este sistema também é mais baixo, em contrapartida o $SCA_{rede//FV}$ mostra-se como o sistema mais oneroso.

A partir do valor de tarifa de aproximadamente R\$ 0,52 o $SCA_{rede//FV}$ passa a ser mais interessante em comparação com o sistema convencional de referência, porém ainda menos atraente que o SCA_{rede} . No entanto, para valores elevados de tarifa de energia, aproximadamente 1,68 R\$/kWh, o $SCA_{rede//FV}$ passa a ser o sistema com menor custo anual, mostrando que a viabilidade econômica dos sistemas em estudo é fortemente influenciada pelo valor da tarifa praticada pela concessionária de energia.

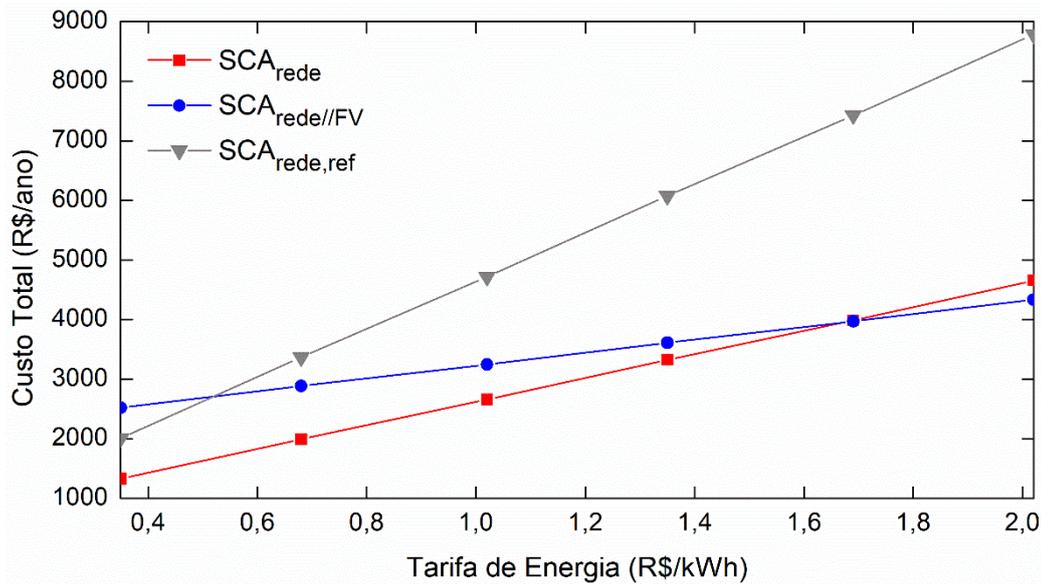


Figura 4.22 - Custo total dos sistemas em função da tarifa de energia.

A partir dos dados da Tabela 4.5, foi realizada a análise de payback descontado para comparação do tempo de retorno entre a aplicação dos sistemas SCA_{rede} e $SCA_{rede//FV}$, cujos resultados são apresentados na Fig. 4.23.

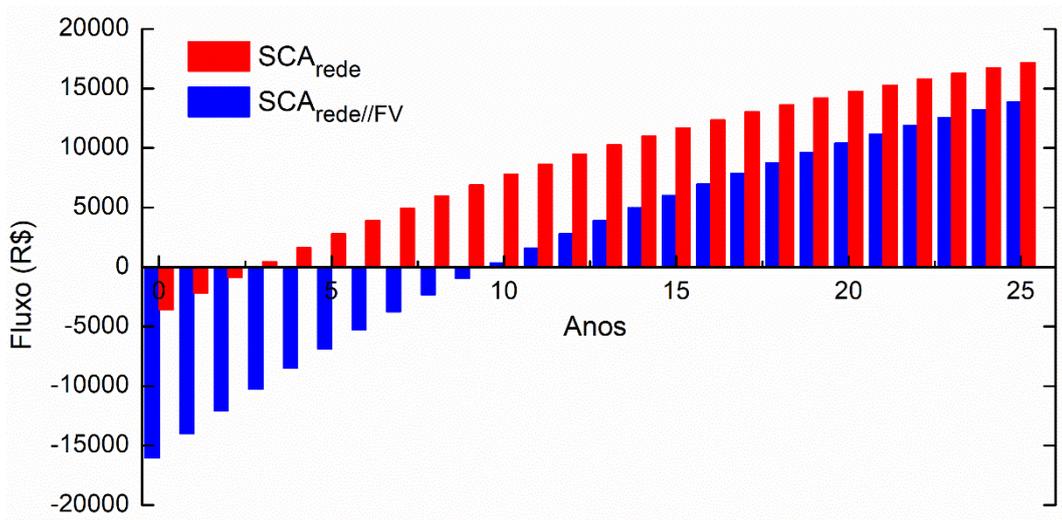


Figura 4.23 - Tempo de retorno do investimento (payback) dos sistemas, em anos.

Pode-se observar que o SCA_{rede} possui tempo de retorno entre o segundo e terceiro ano a partir da aquisição e aplicação. Já o $SCA_{rede//FV}$ apresentou o payback entre 9 e 10 anos, sob as mesmas condições.

Apesar dos resultados apresentados mostrarem que o SCA_{rede} possui vantagens significativas de uso, no sentido de economia de energia, custo de aplicação para valores de tarifas usuais em horários fora da ponta, além do tempo de retorno do investimento ser relativamente rápido, o $SCA_{rede//FV}$ possui vantagens econômicas para valores elevados de tarifa, além de possuir inegáveis vantagens ambientais por contribuir com a redução no consumo elétrico a partir de fontes renováveis de energia e, conseqüente, na emissão de gases de efeito estufa. Ressalta-se ainda que novas configurações dos sistemas propostos, bem como outros cenários necessitam ser avaliados para conclusões mais abrangentes. Além disso, validações experimentais necessitam ser realizadas para o refinamento da modelagem utilizada no trabalho.

4.4 CONCLUSÕES

Este trabalho realizou uma análise tecnoeconômica de dois condicionadores de ar de velocidade variável, operando simultaneamente para atender a demanda de resfriamento de uma pequena biblioteca localizada na região Amazônica, sendo um alimentado normalmente pela rede elétrica convencional e o outro acoplado diretamente por um gerador fotovoltaico, via conversor c.c.-c.c. e Controlador Eletrônico de Velocidade (ESC), sem o uso de banco de baterias ou rede elétrica de suporte do sistema, operando de acordo com a regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia, com o objetivo de verificar a contribuição do sistema alimentado por energia solar fotovoltaica para a economia no consumo de energia do sistema alimentado pela rede elétrica convencional.

Medições de irradiância e temperatura ambiente foram realizadas durante um ano e os principais resultados obtidos são sumarizados a seguir.

- Na análise dos cenários propostos, foi possível observar que existe uma compensação em relação a capacidade de resfriamento dos sistemas de condicionamento de ar, mostrando que quando o SCA_{FV} diminui a sua capacidade de resfriamento, a $SCA_{rede//FV}$ precisa atuar para compensar e suprir a necessidade do ambiente condicionado;
- Quando os sistemas considerados SCA_{rede} e SCA_{FV} operaram em paralelo, o $SCA_{rede//FV}$ reduziu o consumo de energia elétrica em 50% e 28% para os dias de Outubro e Janeiro, respectivamente, em relação a operação de somente o SCA_{rede} ;

- Em relação a avaliação mensal do comportamento dos sistemas, pode-se observar que o mês de Agosto possuiu a maior fração solar de contribuição para a redução no consumo de energia pelo $SCA_{rede//FV}$, atingindo o valor de 63,3% por parte da geração fotovoltaica;
- Para valores elevados de tarifa de energia, aproximadamente 1,68 R\$/kWh, o $SCA_{rede//FV}$ passa a ser o sistema com menor custo anual em relação ao SCA_{rede} e $SCA_{rede,ref}$, mostrando que a viabilidade econômica da aplicação dos sistemas em paralelo é fortemente influenciada pelo valor da tarifa praticada pela concessionária de energia;
- Durante um ano de operação, o $FSD_{SCA_{rede//FV}}$ apresentou o valor de 4,93, indicando um melhor desempenho em relação ao SCA alimentado pela rede e operando de forma individual, cujo valor foi de 4,88;
- O indicador de fração solar anual (FS), para o $SCA_{rede//FV}$, foi de 60,76% de contribuição da energia solar para redução do consumo de energia da rede elétrica convencional;
- Os resultados obtidos consideraram o valor de tarifa de energia praticado pela distribuidora, livre de encargos e impostos, que podem variar para cada região do país, portanto, os resultados podem ter se mostrado em condições mais otimistas, o que não invalida a análise, pois foi possível perceber o comportamento dos sistemas para os diversos cenários propostos, quando os valores de tarifa são variáveis.
- Para estudos futuros, seria interessante a realização da análise econômica comparativa de um $SCA_{rede//FV}$ com um SCA_{FV} , operando com microinversores, para o melhor aproveitamento da energia solar em momentos de baixa irradiância.
- Apesar dos resultados apresentados mostrarem que o SCA_{rede} , operando de forma individual, possui vantagens significativas de uso, no sentido de economia de energia, custo de aplicação para valores de tarifas usuais em horários fora da ponta, além do tempo de retorno do investimento ser relativamente rápido, o $SCA_{rede//FV}$ possui vantagens econômicas para valores de tarifa elevados, além de possuir inegáveis vantagens ambientais por contribuir com a redução no consumo elétrico a partir de fontes não renováveis de energia e consequente emissão de gases de efeito estufa.

Agradecimentos

- Conselho Nacional de Pesquisa - CNPq,
- Grupo de Estudos e Desenvolvimento em Alternativas Energéticas - GEDAE/UFPA,
- Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia – PRODERNA

4.5 REFERÊNCIAS

- [1] Aguilar, Francisco J., Quiles, Pedro V., Aledo, Simón. (2014). Operation and energy efficiency of a hybrid air conditioner simultaneously connected to the grid and to photovoltaic panels. In: Energy Procedia: SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, vol. 48, pp. 768–77.
- [2] Al-Ugla, A. A., El-Shaarawi, M. A. I., Said, S. A. M., & Al-Qutub, A. M. (2016). Techno-economic analysis of solar-assisted air-conditioning systems for commercial buildings in Saudi Arabia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1301-1310.
- [3] Al-Yasiri, Q., Szabo, M., & Arıcı, M. (2022). A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications. *Energy Reports*, 8, 2888-2907.
- [4] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, 40(3), 394-398.
- [5] Allouhi, A., Kousksou, T., Jamil, A., El Rhafiki, T., Mourad, Y., & Zeraouli, Y. (2015). Economic and environmental assessment of solar air-conditioning systems in Morocco. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 770-781.
- [6] Sampaio, P. G. V., & González, M. O. A. (2017). Photovoltaic solar energy: Conceptual framework. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 590-601.
- [7] Albatayneh, A., Jaradat, M., Al-Omary, M., & Zaquot, M. (2021). Evaluation of coupling PV and air conditioning vs. Solar cooling systems—Case study from Jordan. *Applied Sciences*, 11(2), 511.

- [8] Gyamfi, S., Diawuo, F. A., Kumi, E. N., Sika, F., & Modjinou, M. (2018). The energy efficiency situation in Ghana. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 1415-1423.
- [9] Li, Y., Zhao, B. Y., Zhao, Z. G., Taylor, R. A., & Wang, R. Z. (2018). Performance study of a grid-connected photovoltaic powered central air conditioner in the South China climate. *Renewable energy*, 126, 1113-1125.
- [10] Saghafifar, M., & Gadalla, M. (2016). Performance assessment of integrated PV/T and solid desiccant air-conditioning systems for cooling buildings using Maisotsenko cooling cycle. *Solar Energy*, 127, 79-95.
- [11] Fong, K. F., & Lee, C. K. (2014). Performance advancement of solar air-conditioning through integrated system design for building. *Energy*, 73, 987-996.
- [12] Gugulothu, R., Somanchi, N. S., Banoth, H. B., & Banothu, K. (2015). A review on solar powered air conditioning system. *Procedia Earth and planetary science*, 11, 361-367.
- [13] Al-Alili, A., Hwang, Y., & Radermacher, R. (2014). A hybrid solar air conditioner: Experimental investigation. *International journal of refrigeration*, 39, 117-124.
- [14] Haffaf, A., Lakdja, F., Abdeslam, D. O., & Meziane, R. (2021). Solar energy for air conditioning of an office building in a case study: Techno-economic feasibility assessment. *Renewable Energy Focus*, 39, 148-162.
- [15] Aguilar, F. J., Aledo, S., Quiles, P. V., (2017). "Experimental Analysis of an Air Conditioner Powered by Photovoltaic Energy and Supported by the Grid," *Applied Thermal Engineering*, v. 123, pp. 486-497.
- [16] Opoku, R., Mensah-Darkwa, K., & Muntaka, A. S. (2018). Techno-economic analysis of a hybrid solar PV-grid powered air-conditioner for daytime office use in hot humid climates—a case study in Kumasi city, Ghana. *Solar Energy*, 165, 65-74.
- [17] Aguilar, F., Crespí-Llorens, D., & Quiles, P. V. (2019). Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid. *Solar Energy*, 180, 169-179.

- [18] Mahmoudi, M., Dehghan, M., Haghgou, H., & Keyanpour-Rad, M. (2021). Techno-economic performance of photovoltaic-powered air-conditioning heat pumps with variable-speed and fixed-speed compression systems. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 45, 101113.
- [19] Santos, E. C., Macêdo, E. N., Galhardo, M. A., Costa, T. O., Costa, A. F. P., Brito, A. U., ... & Macêdo, W. N. (2021). Analysis of the Behavior of an Air Conditioning System Based on the Solar Energy Natural Regulation in Amazonian Climatic Conditions. *Journal of Solar Energy Engineering*, 143(3).
- [20] Aguilar, H. M. C., Galhardo, M. A. B., & Pinho, J. T. (2018). Application of Energy Conservation Measures and Their Impact on the Thermal-Energetic Performance of a Building in the Brazilian Amazon Region: A Case Study. *Journal of Solar Energy Engineering*, 140(3), 031005. doi:10.1115/1.4039274
- [21] Rawat, R., Kaushik, S. C., and Lamba, R., (2016). “A Review on Modeling, Design Methodology and Size Optimization of Photovoltaic Based Water Pumping, Standalone and Grid Connected System,” *Renewable Sustainable Energy Rev.*, 57(5), pp. 1506–1519.
- [22] Carrier Corporation, International edition (2017), Hourly Analysis Program (HAPv5.1) Quick reference guide, Software system network, Carrier Corporation. Copyright 1987-2017 Carrier Corporation. <https://www.carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-systemdesign/hourly-analysis-program/>
- [23] Ahamed, J. U., Saidur, R., & Masjuki, H. H. (2011). A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(3), 1593-1600.
- [24] Bilgili, M., (2011). “Hourly Simulation and Performance of Solar Electric-Vapor Compression Refrigeration System,” *Sol. Energy*, 85(11), pp. 2720–2731.
- [25] Calm, J. M., & Domanski, P. A. (2004). R-22 replacement status. *ASHRAE journal*, 46(8), 29.
- [26] Yamankaradeniz, R., Horuz, I., Kaynakli, O., Coskun, S., & Yamankaradeniz, N. (2009). Refrigeration techniques and heat pump applications.

[27] Özgoren, M., Erdoğan, K., Kahraman, A., Solmaz, O., & Köse, F. (2010). Calculation of dynamic cooling load capacity of a building air-conditioning powered by wind or solar energy. In International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5) (Vol. 239, pp. 27-30).

[28] Agência Nacional de Energia Elétrica. Resolução Normativa 1000/2021; 2021.

[29] Soares, C. A. B., de Nadea, J., & do Nascimento, D. C. (2021). Análise da viabilidade econômico-financeira da energia solar fotovoltaica em uma instituição de ensino superior no estado do ceará. *Revista Gestão & Sustentabilidade Ambiental*, 10(2), 84-104.

5 PERCEPÇÕES A PARTIR DA TESE

5.1 PRODUTOS GERADOS A PARTIR DA TESE

- Artigo publicado na revista Journal of Solar Energy Engineering
- Artigo aceito pela revista International Journal of Heat and Technology | IIETA.
- Ferramenta computacional para o auxílio de projetistas de sistemas combinados (SCA-FV).
- Novos trabalhos (Artigos, Dissertações de mestrado e Teses de Doutorado) que poderão ser desenvolvidos a partir do estudo apresentado.

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar a validação dos resultados obtidos, a partir do estudo experimental do sistema proposto neste trabalho.
- Estudar mecanismos de resfriamento do gerador fotovoltaico a fim de reduzir as perdas de exergia a partir do aquecimento excessivo dos módulos.
- Elaborar uma análise do modelo proposto com operação em regime transiente.
- Realizar uma análise econômica comparando um sistema de condicionamento de ar, não inverter, alimentado pela rede, operando em paralelo a um sistema inverter alimentado por energia solar, sem armazenamento de energia.
- Realizar uma análise econômica comparando dois sistemas de condicionamento de ar, inverter, operando em paralelo, sendo um alimentado pela rede e o outro alimentado por energia solar, com diferentes potências de gerador e sem armazenamento de energia.
- Estender a análise abordada neste trabalho para sistemas centralizados, presentes em shoppings centers, supermercados, etc.

6.1.1 Hipóteses utilizadas para a análise do sistema

1. Os componentes do sistema operam em condições de regime permanente
2. As perdas de pressão nas tubulações são desprezadas;
3. As perdas de energia cinética e potencial não são consideradas.

6.1.2 Análises de volume de controle dos componentes

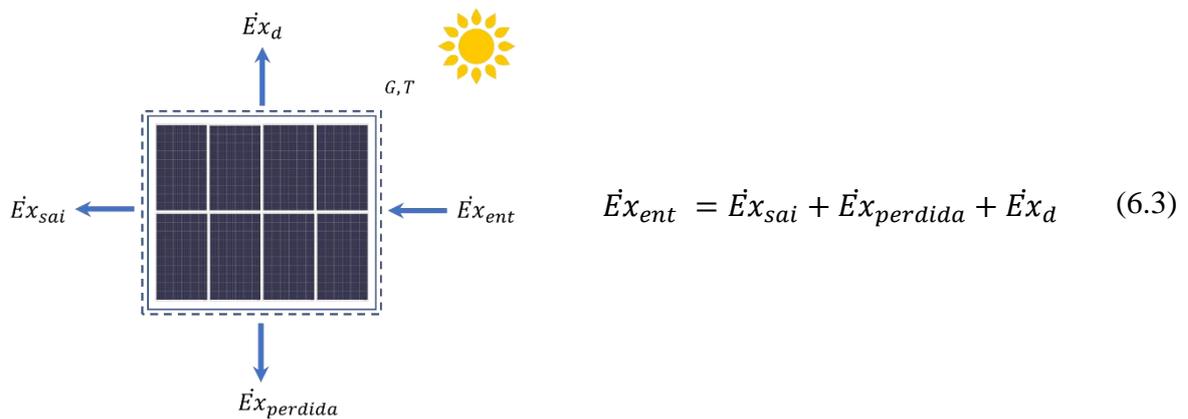


Figura 6.2 – Balanço exergético no GFV.

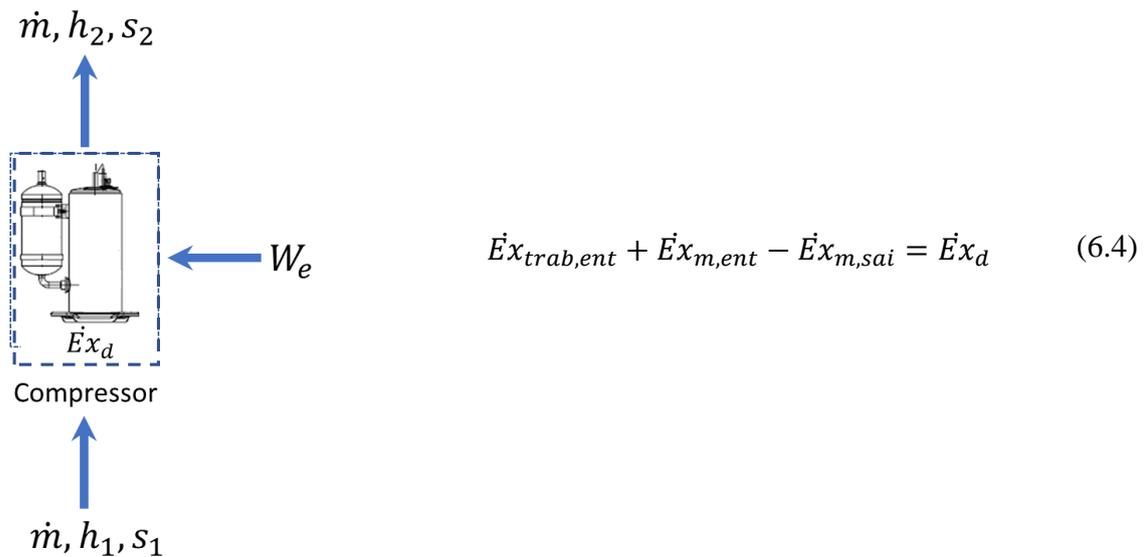


Figura 6.3 – Balanço exergético no compressor.

$$\dot{E}x_{m,ent} - \dot{E}x_{m,sai} - \dot{E}x_{calor,sai} = \dot{E}x_d \quad (6.5)$$

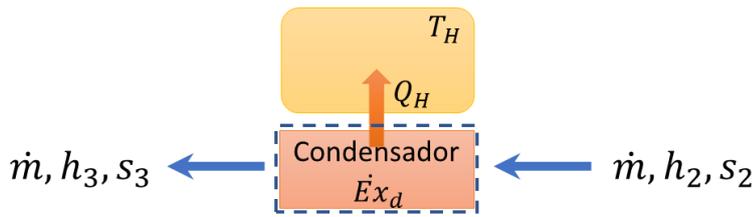
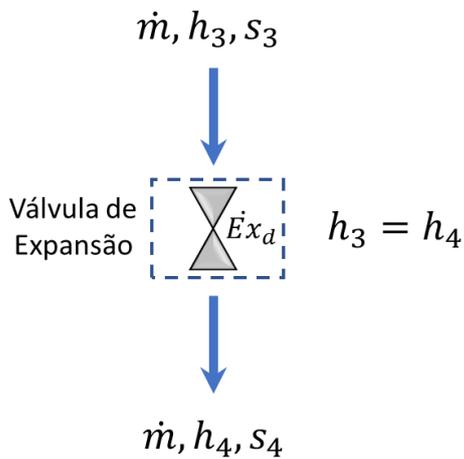


Figura 6.4 – Balanço exergético no condensador.



$$\dot{E}x_{m,ent} - \dot{E}x_{m,sai} = \dot{E}x_d \quad (6.6)$$

Figura 6.5 – Balanço exergético na válvula de expansão.

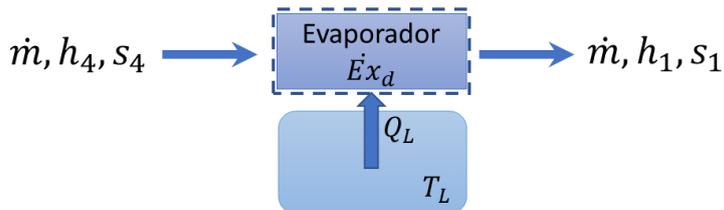


Figura 6.6 – Balanço exergético no evaporador.

$$\dot{E}x_{m,ent} - \dot{E}x_{m,sai} + \dot{E}x_{calor,ent} = \dot{E}x_d \quad (6.7)$$

6.1.3 Programa desenvolvido no software EES

"Este programa elaborado com o auxílio do software EES (Engineering Equation Solver) calcula os parâmetros do ciclo de refrigeração alimentado por geração fotovoltaica, sem armazenamento de energia, baseado somente na regulação natural do recurso solar"

"Dados de entrada"

"R\$=input" "Fluido Refrigerante"
"T_a=input" "Temperatura Ambiente"
"T_1=input" "Temperatura de Evaporação"
"T_0=input" "Temperatura de Referência para o cálculo Exergético"
"Pnom = input" "Potência nominal do módulo"
"G = input" "Irradiância no Plano do Gerador"
"Time= input" "Horário do dia"
T_0 = T_a

Eff_conversor=0,95 "Eficiência do conversor DC-DC*ESC"
Eff_me = 0,95 "Eficiência do motor elétrico"
Eff_comp = 0,80 "Eficiência do compressor mecânico"

"Sistema Fotovoltaico"
"V=input"

q = 1,60217646e-19; "Carga de um elétron [C]"
k = 1,3806503e-23; "Constante de Boltzmans [J/K]"
Gn =1000 "Irradiância nominal [W/m^2], 25°C"

Tref = 25 + 273,16 "Temperatura de referência na STC, 25 °C, em K"
Tc = T_c + 273,16 " Temperatura da célula em K"

Rs = 0,237 " Resistência série calculada a partir da rotina disponível no trabalho de Villalva,2009"
Rp = 97,062602 " Resistência paralelo calculada a partir da rotina disponível no trabalho de Villalva,2009"
a = 1,073347 " Fator de idealidade calculada a partir da rotina disponível no trabalho de Villalva,2009"

"Dados do Datasheet do módulo KC175GT"

Pnom = 175 "Potência nominal do módulo"
Vmpp = 23,6; "Tensão no ponto de máxima potência"
Impp = 7,42; "Corrente no ponto de máxima potência"
Vocn = 29,2; "Tensão de circuito aberto do módulo"
Iscn = 8,09; "Corrente de circuito circuito do módulo"
Ns = 48; "Número de células em série por módulo"
Nser = 8 "Número de módulos em série no gerador"
Ki = 3,18e-3; "Coeficiente de temperatura da corrente de curto circuito"
Kv = -1,09e-1; "Coeficiente de temperatura da tensão de circuito aberto"
kp = -0,0045 "Coeficiente de temperatura da potência no ponto de máxima potência"
A_módulo = 1,28 "Área do módulo fotovoltaico em [m²]"
A_gerador = A_módulo*Nser
T_c=T_a+((45-20)/800)*G "Temperatura da célula em °C"
W_pv=(Pnom*(G/Gn)*(1+kp*DeltaT)*Nser)/1000 "Potência gerada pelo sistema, no ponto de máxima potência, em kW"
W_e=W_pv*Eff_conversor "Potência elétrica gerada, descontando as perdas no conversor DC-DC e ESC, em kW "

"Cálculos do modelo"

Ipv = ((Rs+Rp)/Rp)*Iscn
DeltaT = Tc -Tref
Ipv = (Ipv + Ki*DeltaT)*G/Gn
Vt = (Ns*k*Tc)/q
I0 = (Iscn+Ki*DeltaT)/(exp((Vocn+Kv*DeltaT)/(a*Vt))-1)

"Solução iterativa usando o método de Newton-Raphson"

I[1]=0;

duplicate i = 1;5

f[i] = Ipv - I[i] - I0*(exp((V + Rs*I[i])/(Vt*a)) - 1) - ((V+Rs*I[i])/Rp)
J[i]=(-1 - (I0*(exp((V+Rs*I[i])/Vt) - 1))*Rs/Vt-(Rs/Rp));
I[i+1]=I[i]-f[i]/J[i]

End

I=I[6]

pot=(V*I[6])*Nser

Isc = (Iscn+Ki*DeltaT)*G/Gn

Voc = ((a * k * Tc*Ns) / q)*ln((Ipv/I0)+1)*Nser

FF = (W_pv*1000) / (Isc*Voc)

"Estado 1" "Estado na Entrada do compressor"

x_1=1

P_1=pressure(R\$;T=T_1;x=x_1) "em kPa"

h_1=enthalpy(R\$;T=T_1;x=x_1) "kJ/kg"

s_1=entropy(R\$;T=T_1;x=x_1) "kJ/kg.K"

"Estado 2s" "Estado na saída do compressor"

P_2s=P_3

h_2s=enthalpy(R\$;P=P_2s;s=s_1)

s_2s=entropy(R\$;h=h_2s;P=P_2s)

T_2s=Temperature(R\$;P=P_2s;h=h_2s)

"Estado 2" "Estado na saída do compressor"

P_2=P_2s

Eff_i=0,874-0,0135*(P_2/P_1)

h_2=((h_2s-h_1)/Eff_i)+h_1

s_2=entropy(R\$;P=P_2;h=h_2)

T_2=Temperature(R\$;P=P_2;h=h_2)

"Estado 3" "Estado na saída do condensador"

T_3=10+T_a

P_3=Pressure(R\$;T=T_3;x=0)

h_f3=enthalpy(R\$;T=T_3;x=0)

h_3=h_f3

s_f3=entropy(R\$;T=T_3;x=0)

s_3=s_f3

"Estado 4" "Estado na entrada do evaporador"

P_4=P_1

h_4=h_3

T_4=temperature(R\$;h=h_4;P=P_4)

h_f4=enthalpy(R\$;x=0;T=T_4)

h_g4=enthalpy(R\$;x=1;T=T_4)

s_f4=entropy(R\$;x=0;T=T_4)

s_g4=entropy(R\$;x=1;T=T_4)

x_4=(h_4-h_f4)/(h_g4-h_f4)

s_4=s_f4+x_4*(s_g4-s_f4)

"Vazão mássica obtida a partir da potência elétrica de entrada"

m=W_e*(Eff_me*Eff_comp*Eff_i)/(h_2s-h_1) "Em kg/s, onde Eff_me = Eficiência do motor elétrico: 95%;
Eff_comp = Eficiência mecânica do compressor: 80%; Eff_i = Eficiência isentrópica do compressor"

"Potência do compressor"

W_c=m*(h_2-h_1) "kW"

"Capacidade de resfriamento"

Q_L=m*(h_1-h_4) "kW"

"Calor rejeitado no condensador"

Q_H=m*(h_2-h_3) "kW"

"Coeficiente de Desempenho - COP"
 $COP = \frac{Q_L}{W_e}$ "Adimensional"

"Taxa de destruição de exergia no compressor"
 $Exd_{comp} = W_e + m \cdot ((h_1 - h_2) - (T_0 + 273,15) \cdot (s_1 - s_2))$ "kW"

"Taxa de destruição de exergia na válvula de expansão"
 $Exd_{exp} = m \cdot (T_0 + 273,15) \cdot (s_4 - s_3)$ "kW"

"Taxa de destruição de exergia no condensador"
 $T_H = T_a$ "Temperatura do ambiente quente é igual à temperatura ambiente"
 $Exd_{cond} = m \cdot ((h_2 - h_3) - (T_0 + 273,15) \cdot (s_2 - s_3)) - (1 - ((T_0 + 273,15) / (T_H + 273,15))) \cdot Q_H$

"Taxa de destruição de exergia no evaporador"
 $Exd_{evap} = m \cdot ((h_4 - h_1) - (T_0 + 273,15) \cdot (s_4 - s_1)) + (1 - ((T_0 + 273,15) / (T_L + 273,15))) \cdot Q_L$

"Eficiência Exergética do Ciclo de refrigeração"
 $X_{QL} = \frac{Q_L \cdot ((T_0 + 273,15) - (T_L + 273,15))}{(T_L + 273,15)}$
 $Effex_{ACS} = (X_{QL} / W_e) \cdot 100$

"Exergia de Entrada do Gerador fotovoltaico"
 $T_{sol} = 5777$ [K] "Temperatura do sol"
 $Exin_{PV} = ((1 - ((T_a + 273,15) / (T_{sol}))) \cdot G \cdot A_{gerador}) / 1000$ "Exergia Solar"

"Exergia de Saída do Gerador fotovoltaico"
 $Ex_{electrical} = W_{pv}$ "Exergia elétrica "
 $Exd_{electrical} = ((Voc \cdot Isc) - (W_{pv} \cdot 1000)) / 1000$ "Exergia destruída, elétrica "
 $v_{vento} = 1,5$ "Velocidade média do vento, em [m/s]"
 $h_{ca} = 5,7 + 3,8 \cdot v_{vento}$ "Coeficiente de transferência de calor"
 $Q_{pv} = h_{ca} \cdot A_{gerador} \cdot ((T_c + 273,15) - (T_a + 273,15))$ "Calor transferido do gerador fotovoltaico"
 $Ex_{thermal} = ((1 - ((T_a + 273,15) / (T_c + 273,15))) \cdot Q_{pv}) / 1000$ "Exergia destruída, térmica"
 $Exout_{PV} = (Ex_{electrical} - Ex_{thermal})$
 $Exd_{PV} = Exd_{electrical} + Ex_{thermal}$ "Total da exergia destruída no gerador fotovoltaico, em kW"
 $Ex_{loss} = (((1 - ((T_a + 273,15) / (T_{sol}))) \cdot G \cdot A_{gerador}) - Voc \cdot Isc) / 1000 + (W_{pv} - W_e)$

"Eficiência Exergética do Gerador fotovoltaico"
 $Effex_{gerador} = (Exout_{PV} / Exin_{PV}) \cdot 100$

"Total de destruição de exergia"
 $Exd_{Total} = Exd_{comp} + Exd_{exp} + Exd_{cond} + Exd_{evap} + Exd_{PV}$

" COP do sistema combinado"
 $COP_{sys} = \frac{Q_L}{((G / 1000) \cdot A_{gerador})}$

$Effex_{sys} = (X_{QL} / Exin_{PV}) \cdot 100$

"Subprograma que calcula uma estimativa da temperatura interna do ambiente condicionado"

$T[-1] = \text{input}$
 $T[0] = \text{input}$
 $area = \text{input}$
 $UA_{global} = 70,23$
 $TCT = 21$
 $Q_L = \text{Lookup}('Dados'; \text{TableRun}\#; 4)$
 $Q_L[-1] = \text{Lookup}('Dados'; \text{TableRun}\#; 5)$
 $CT = \text{Lookup}('Dados'; \text{TableRun}\#; 2)$
 $CT[-1] = \text{Lookup}('Dados'; \text{TableRun}\#; 3)$
 $g_0 = 10,28$
 $g_1 = -10,73$
 $g_2 = 0,45$
 $p_0 = 1$
 $p_1 = -0,87$
 $p_2 = 1,46$
 $g_{0_norm} = g_0 \cdot area + p_0 \cdot UA_{global}$
 $g_{1_norm} = g_1 \cdot area + p_1 \cdot UA_{global}$
 $g_{2_norm} = g_2 \cdot area + p_2 \cdot UA_{global}$

duplicate j=1;1432

```

T[j]=(g0_norm*TCT+g1_norm*TCT+g2_norm*TCT-g1_norm*T[j-1]-g2_norm*T[j-2]-p0*Q_L[-1]-
p1*Q_L[-1]+p0*CT+p1*CT[-1])/g0_norm
end

```

"Subprograma que calcula uma estimativa da umidade relativa do ambiente condicionado"

```

"Time=input"
T[0]=input [°C] "Condição inicial às 6h"
UR[0]=input "Condição inicial às 6h"
p=101,325 [kPa] "pressão atmosférica"
VA=18 [m³/min] "Vazão de circulação de ar do SCA"
"QL=input [kW]"

```

```
duplicate i=1;73
```

```

v[i-1]=Volume(AirH2O;T=T[i-1];r=UR[i-1];P=p)
m_a[i-1]=VA/v[i-1]*convert(m³/min;m³/s)
cp[i-1]=SpecHeat(AirH2O;T=T[i-1];r=UR[i-1];P=p)
T_bu[i-1]=DewPoint(AirH2O;T=T[i-1];r=UR[i-1];P=p)
omega1[i-1]=HumRat(AirH2O;T=T[i-1];r=UR[i-1];P=p)
T[i]=Lookup('Tinterna';TableRun#;2)
T_ev[i]=T[i]-(QL/(m_a[i-1]*cp[i-1]))
omega2[i]=HumRat(AirH2O;T=T_ev[i];r=1;P=p)
UR[i]=RelHum(AirH2O;T=T[i];w=omega2[i];P=p)

```

```
End
```

```

$Export'Psychrometric' 'C:\temp\umidade2.TIF' 4
{$PX$96}

```

6.1.4 Validação comparativa do programa desenvolvido

Para a validação do programa desenvolvido no EES, foram utilizados os dados de dois trabalhos publicados na literatura, Bilgili (2011) e Aguilar (2017).

Bilgili (2011) propôs um estudo de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, elétrico solar (SE-VCR), investigado para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes meses na cidade de Adana, localizada na região sul da Turquia.

A comparação foi realizada com base nos resultados de coeficiente de desempenho e potência demandada pelo compressor que Bilgili (2011) obteve para o dia 23 de Julho, utilizando a temperatura de evaporação de 10 °C e gás refrigerante R134a. Os dados comparativos entre os resultados obtidos por Bilgili (2011) e os simulados pela ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho, são apresentados nas Fig. (6.7) e (6.8).

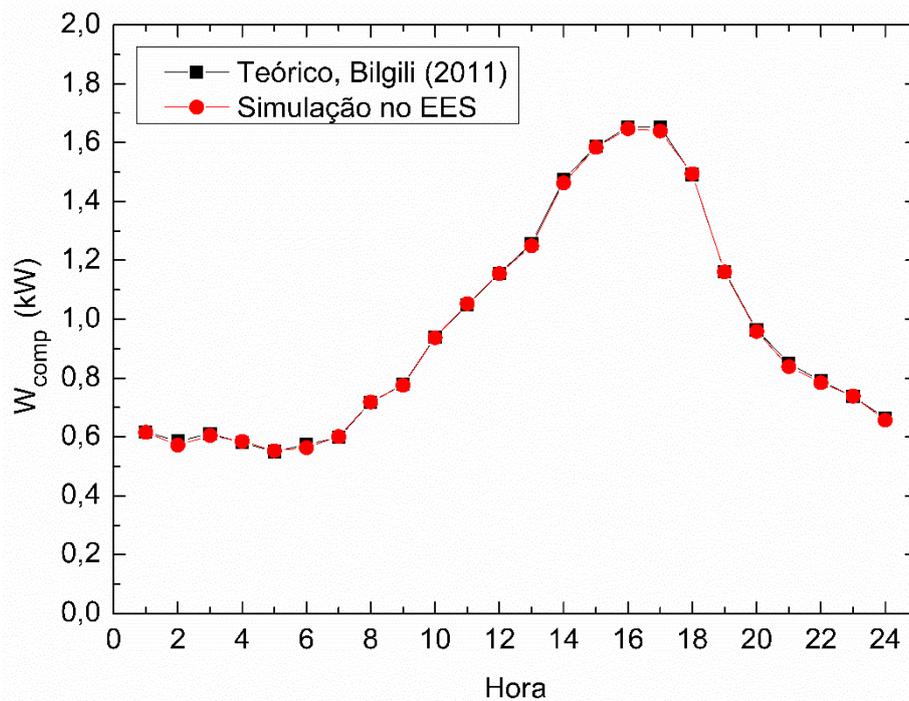


Figura 6.7 - Comparação entre os resultados teórico obtido por Bilgili (2011) e o teórico obtido pela ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho.

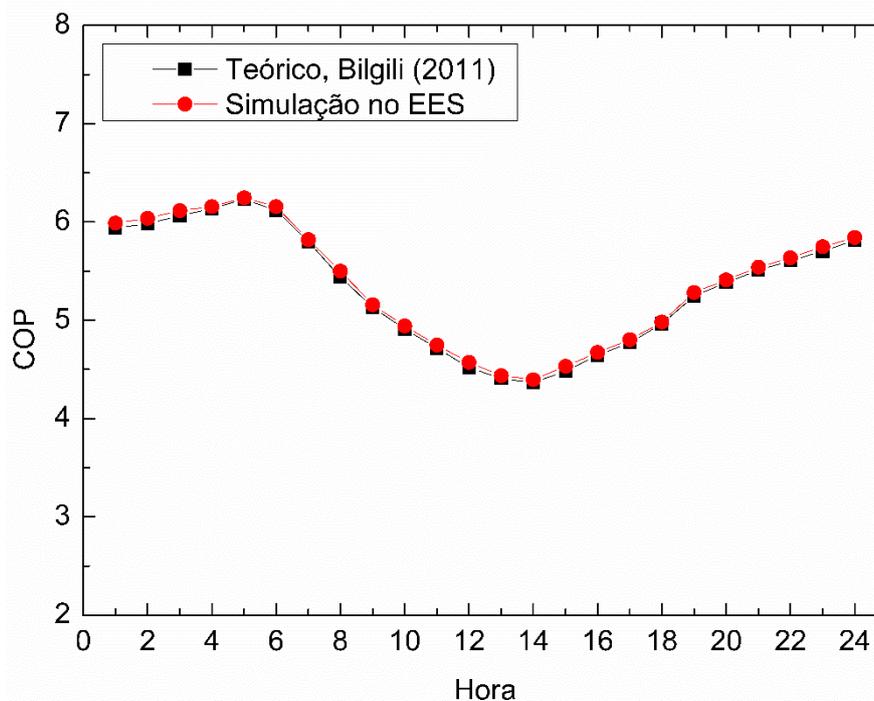


Figura 6.8 - Comparação entre os resultados teórico obtido por BILGILI (2011) e o teórico obtido pela ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho.

No trabalho de Aguilar et al. (2017), o sistema foi analisado experimentalmente e consiste de uma unidade de condicionamento de ar com capacidade nominal de refrigeração de 3,52 kW, três módulos fotovoltaicos com uma potência nominal total de 705 Wp, e suporte da rede elétrica convencional para os momentos de baixa disponibilidade do recurso solar. A comparação foi realizada com base na potência produzida pelo gerador fotovoltaico, conforme mostrado na Fig. (6.9).

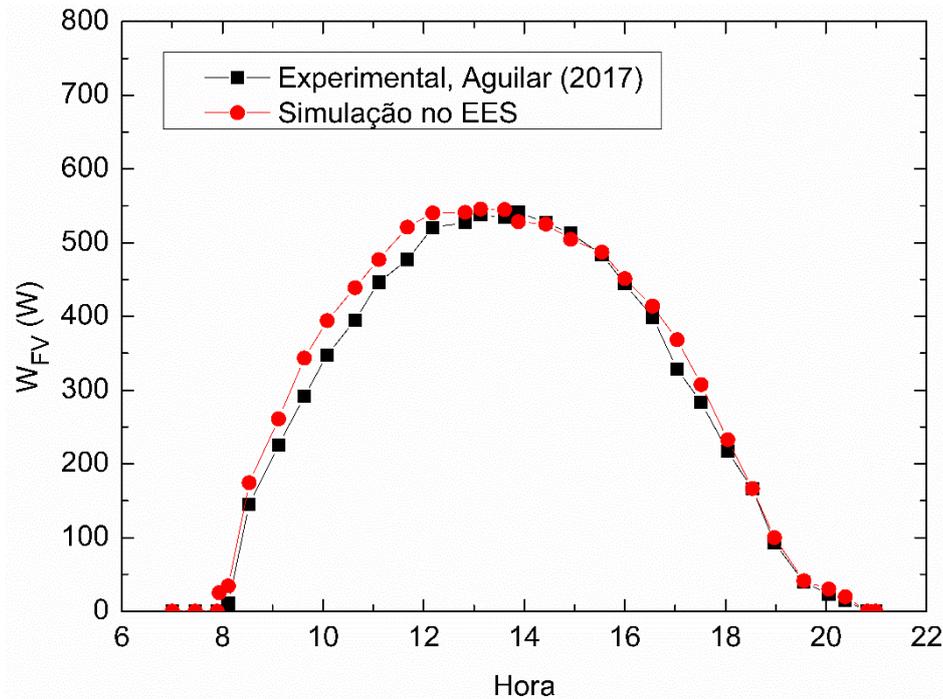


Figura 6.9 - Comparação entre os resultados experimental obtido por AGUILAR et al. (2017) e o teórico obtido pela ferramenta computacional desenvolvida neste trabalho.

6.2 PUBLICAÇÕES EM REVISTAS

O artigo 1, “Análise do comportamento de um sistema de condicionamento de ar baseado na regulação natural da energia solar em condições climáticas da Amazônia” foi publicado na revista **Journal of Solar Energy Engineering**.

Journal of Solar Energy Engineering



CURRENT ISSUE

December 2021, Volume 143, Issue 6

[View This Issue](#)

ISSUES IN PROGRESS

Volume 144, Issue 2, April 2022
Volume 144, Issue 1, February 2022

About the Journal

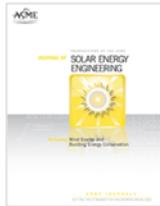
The *Journal of Solar Energy Engineering* - Including Wind Energy and Building Energy Conservation - publishes research papers that contain original work of permanent interest in all areas of solar energy, wind energy, and energy conservation, as well as discussions of policy and regulatory issues that affect renewable energy technologies and their implementation. [Read more...](#)

S.A. Sherif,
University of Florida
[View Full Editorial Board](#)

Impact Factor

2.384

Volume 143, Issue 3
June 2021



[Previous Article](#) [Next Article](#)

RESEARCH PAPERS

Analysis of the Behavior of an Air Conditioning System Based on the Solar Energy Natural Regulation in Amazonian Climatic Conditions

Elson C. Santos, Emanuel N. Macêdo, Marcos A. B. Galhardo, Thiago Oliveira Costa, André Felipe P. Costa, Alaan U. Brito, Luis Guilherme M. Oliveira, Wilson N. Macêdo

[Check for updates](#)

+ Author and Article Information

J. Sol. Energy Eng., Jun 2021, 143(3): 031001 (13 pages)

Paper No: SOL-20-1253 <https://doi.org/10.1115/1.4048275>

Published Online: October 5, 2020 [Article history](#)

[Share](#) [Cite](#) [Permissions](#)

[View Metrics](#)

Get Email Alerts

Article Activity Alert
Accepted Manuscript Alert
New Issue Alert

Cited By

Google Scholar
CrossRef

Elson C. Santos

Faculdade de Engenharia Mecânica—ITEC,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: elson.santos@tec.ufpa.br

Emanuel N. Macêdo

Faculdade de Engenharia Química—ITEC,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: enegrao@ufpa.br

Marcos A. B. Galhardo

Faculdade de Engenharia
Elétrica e Biomédica—ITEC,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: galhardo@ufpa.br

Thiago Oliveira Costa¹

Faculdade de Engenharia
Elétrica e Biomédica—ITEC,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: thiago.oliveira.costa@tec.ufpa.br

André Felipe P. Costa

Faculdade de Engenharia
Elétrica e Biomédica—ITEC,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: pacheco_felipe97@hotmail.com

Alaan U. Brito

Departamento de Ciências
Exatas e Tecnológicas—DCEET,
Universidade Federal do Amapá,
68903-419 Brazil
e-mail: aubrito@unifap.br

Luis Guilherme M. Oliveira

Departamento de Engenharia de Energia—DEE,
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais,
31270-901 Brazil
e-mail: luis.monteiro@puoc/minas.br

Wilson N. Macêdo

Grupo de Estudos e Desenvolvimento de
Alternativas Energéticas—GEDAE,
Universidade Federal do Pará,
66075-110 Brazil
e-mail: wnmacedo@ufpa.br

Analysis of the Behavior of an Air Conditioning System Based on the Solar Energy Natural Regulation in Amazonian Climatic Conditions

Air conditioning systems (ACSs) represent one of the main demands for electricity in residential, commercial, and industrial buildings. The use of a photovoltaic air conditioning unit (PVACU) represents an attractive application to this demand for reasons such as environmental concerns and the match between diurnal cooling load and solar resource. A PVACU consists of a photovoltaic generator (PVG) that supply an ACS through direct current to direct current and frequency converters, without energy storage. This system considers the natural adjustment of the ACS cooling capacity according to the PVG power. Modeling the ACS, the PVG, and the thermal load (TL) makes possible to evaluate PVACU performance. For this, a small library's TL and an ACS supplied by a PVG were used as case study. The PVG installed capacity assumes values of 700, 1000, and 1400 Wp. The simulation results show that the PVACU with a 1400 Wp PVG would be sufficient to regulate internal temperature within international comfort standards in the range of 20 °C to 24 °C. According to the data obtained in the simulations, it was possible to conclude that the PVACU has a large potential to be used in air conditioning of other environments in regions with Amazonian climatic conditions. [DOI: 10.1115/1.4048275]

Keywords: photovoltaic system, air conditioning unit, computational tool, solar cooling, air conditioning, clean energy, cooling, photovoltaics, simulation, solar

1 Introduction

The building sector is among the largest electricity consumers, responsible for around 40% of the total electricity consumed in the world, while heating, ventilation and air conditioning (HVAC) and water heating systems are estimated to represent almost 60% of the global energy consumed in buildings [1,2]. In

Europe, commercial and residential buildings consume 38.7% of total energy [3], while in the United States they are responsible for 40% of the consumption [4]. In China, it is around 23% of total consumption [5], while in Brazil they correspond to 50% of the total electricity consumed [6].

The general concern about energy resources scarcity, as well as the increasingly pronounced effects of climate change, require the development of more sustainable technologies that are guaranteed substitutes for the current use of fossil fuels. In this respect, it was observed that for some applications, mainly in the tertiary sector, such as offices, hotels, or hospitals, the main thermal demand of the buildings is directly related to the hours of solar radiation that it receives. It was also observed that the demanded thermal energy goes in parallel with

¹Corresponding author.

Contributed by the Solar Energy Division of ASME for publication in the JOURNAL OF SOLAR ENERGY ENGINEERING: INCLUDING WIND ENERGY AND BUILDING ENERGY CONSERVATION. Manuscript received June 3, 2020; final manuscript received August 10, 2020; published online October 5, 2020. Assoc. Editor: Wangda Zuo.

the available irradiance. These characteristics suggest that the use of an air conditioning systems (ACSs) that takes advantage of one way or another of the irradiance and use it as a primary energy source may return optimum results [7].

The city of Belém, in the Brazilian state of Pará, has a characteristically hot and humid climate, i.e., equatorial climate due to its proximity to Equator. High rainfall and high moisture are associated with high temperatures throughout the year, while there is a little variation between daytime and nocturnal temperatures. The levels of solar radiation that reach the buildings are very high and, combined with external temperatures exceeding 30 °C, leads to situations of thermal discomfort [8].

For years, several solutions that combines solar energy and refrigeration systems have been studied, some of them were developed commercially. Perhaps the most widespread technologies have been absorption and adsorption systems, although their costs are much higher than conventional air conditioning systems. There are several studies [9,10], where these technologies are exposed and developed with flat plate solar collectors and solar vacuum tubes as a capture surface of the solar resource. In Zhai et al. [11], a revision of different absorption cooling systems that use solar collector as power source was presented. On the other hand, in Kim and Ferreira [12], the state-of-the-art solar refrigeration units were investigated. Another option is to use photovoltaic modules to produce the electricity that fuels the compressor in an air conditioning unit [13].

The detailed work in Fong et al. [14] described a water condensation cooling system that works by means of a cooling tower using fan-coil units indoors and solar power to trigger the compressor system. In Otanicar et al. [15], a comparison was made between different refrigeration systems that used solar energy. In this case, the comparison was made between photovoltaic modules with batteries, regulators, and inverter controllers, versus a thermal system.

Noro and Lazzarin [16] considered different refrigeration systems and investigated the most promising alternatives regarding the use of solar energy to supply the refrigeration demand, making an energy and economic comparison in Mediterranean conditions.

Gupta et al. [17] demonstrated that electricity generated by PV modules can be used to supply refrigeration systems and also analyzed the best combination of PV power rating, battery capacity, and insulation level to operate domestic refrigerators with solar energy and without connection to the grid. Vaishak and Bhale [18] studied the integration of a photovoltaic/thermal system, which has a battery bank and generates, simultaneously, heat and electricity. Vaishak and Bhale [18] also analyzed the effect of dust deposition in these systems installed at the city of Surat, India.

Allouhi et al. [19] investigated the potential of solar air conditioning systems in Morocco through a comparative study between conventional processes and closed-cycle solar processes based on economic and environmental indicators. The authors made annual simulations in six different climate zones to estimate the cooling loads of a typical Moroccan house and concluded that, in hot climate regions, solar air conditioning systems might be an attractive alternative to reduce CO₂ emission and increase energy saving.

Lazzarin and Noro [20] carried out a review of technologies developed in the past, operating in the present with a forecast for the future, to monitor how the technology has evolved over almost half a century in relation to the solar section and relative refrigeration equipment. Besides, they proposed a study to gather some energy assessments in different climates and much more difficult economic assessments to investigate whether a possible fossil fuel parity cost could be achieved, if not today, in the near future.

Aguilar et al. [21] presented an environmental and technical-economic study of an inverter air conditioning system simultaneously powered by photovoltaic panels and the network, without using batteries. Zhao et al. [22] proposed a universal approach and a simple method for evaluating the performance of a photovoltaic air conditioning system (PVAC), where it was demonstrated that PVAC performance is significantly affected by climatic conditions and types of construction.

Huang et al. [23] studied an air conditioning system directly powered by a photovoltaic generator (PVG) and described that an energy loss occurs when the power generation is not high enough. This energy loss problem requires an adequate system design to match the energy consumption of the air conditioning system with a suitable photovoltaic system size.

Aguilar et al. [7] did an experimental analysis of an air conditioning system powered simultaneously by a photovoltaic system and the electrical grid power, where the conventional source was used to provide electricity when the photovoltaic generation was insufficient, demonstrating that one of the most interesting uses of solar energy in air conditioning systems is the use of photovoltaic systems. Similarly, Li et al. [24] studied the practical operation of a central air conditioning powered by a photovoltaic generator and connected to the grid, for an office building in southern China.

Brazil has been following the international development of photovoltaic systems to produce electric power and including a series of advances in the economic and technological sector, research and incentives for its insertion into the Brazilian energy matrix [25]. Within this context, the Brazilian regulatory resolution number 482 released by ANEEL—Brazilian Electricity Regulatory Agency [26], recently amended by 687 normative resolution [27], highlights the regulation of micro and mini energy generation by consumers.

In the paper of Singh [28] is shown the different applications and benefits of photovoltaic systems: their high fidelity, great reliability, and low maintenance costs. In addition, a reduction in the price of the photovoltaic system components, by about 75% in less than 10 years, approached the solar energy of cost competitiveness in various countries and market segments.

This paper proposes the study of an ACS directly supplied by a PVG, via a direct current to direct current (DC-DC) converter and an electronic speed controller (ESC), in the city of Belém, the capital of the Pará state, where 2 days were analyzed, i.e., one sunny day and one cloudy day. A computational tool was developed with the help of the software EES—Engineering Equation Solver to simulate the behavior of the system, considering the natural adjustment of the cooling capacity according to the energy production rate of the PVG, that is, without any type of control system to regulate the cooling capacity and the internal temperature of the conditioned environment.

The system studied has great applicability for air conditioning in environments where there is no conventional electricity network, such as schools, health posts, etc. located in rural areas. Moreover, this type of system corresponds to an alternative to replace a conventional energy system that has an inverter, battery bank and load controller, which is more economically feasible because it is a direct connection system.

Section 2 describes the data and the methodology used for this paper's development. In Sec. 3, the results analysis and the discussion of the proposed system performance are presented. Lastly, Sec. 4 presents the conclusions of the study.

2 Research Method

2.1 Meteorological Data. The meteorological data used in this paper were obtained from the Group of Studies and Development of Energy Alternatives of the Federal University of Pará—GEDAE/UPPA, an Research Group located in the city of Belém—PA, in the Brazilian Amazon region, whose geographic coordinates are: 1 deg 27 ft S, longitude of 48 deg 48 ft W and altitude of 16 m. The data were obtained through the monitoring system (Datalogger) that collects data measured in a meteorological station located in GEDAE, using the following instrumentation: outdoor temperature and relative humidity sensor, Model HC2S3, and Kipp & Zonen pyranometer model CMP6, whose technical specifications are in Table 1.

Irradiance and outdoor Air temperature data for typical sunny (Jan. 22, 2016) and cloudy (Oct. 2, 2016) days are used in this study. The measurements were taken at 10 min intervals.

Table 1 Technical specifications for HC2S3 and CMP6 sensors

HC2S3 (outdoor temperature/relative humidity sensor)	
Operating limits	-40 to 100 °C
Storage temperature	-50 to 100 °C
Sensor	PT100 RTD, IEC 751 1/3 Class B, with calibrated signal conditioning
Measurement range	-50 to 100 °C (standard -40 to 60 °C)
Measurement range 23 °C	±0.1 °C with standard settings
Long-term stability	<0.1 °C/year
Sensor time constant [63% step change (1 m/s air flow in sensor)] standard PE filter	≤22 s
CMP6 (pyranometer sensor)	
Maximum irradiance	2000 W/m ²
Spectral range (50% points)	285 to 2800 nm
Response time (95%)	<18 s
Daily expected uncertainty	<5%
Zero offset due to thermal radiation (200 W/m ²)	<15 W/m ²
Not stable (change/year)	<1%
Directional error (up to 80 deg with a irradiance of 1000 W/m ²)	<20 W/m ²
Slope error (for 1000 W/m ²)	<1%
Level accuracy	0.1 deg
Operating temperature	-40 to 80 °C

2.2 Description of the Photovoltaic Air Conditioning Unit.

The PVACU can be used for cooling domestic environments, offices, schools, city buses, etc. and is based in cooling environments with the natural adjustment of system cooling according to solar resource availability. The PVACU basically consists of PV modules connected in parallel, as presented by Aguilar et al. [7], which converts solar energy into electrical energy, coupled to a DC-DC converter that increases the DC voltage, suiting the input voltage level of the ESC, and a commercial air conditioning unit with 5.28 kW rated cooling capacity and coefficient of performance (COP) of 3.48. The PV modules considered to compose the PVACU are installed with 10 deg tilt angle, have 15% efficiency and maximum power temperature coefficient of -0.45%/°C, which are common values among mono and polycrystalline technologies, as presented in Júnior et al. [29]. Fig. 1 and Table 2 show the

PVACU system configuration and technical characteristics of the air conditioning unit, respectively.

In this study, the assumptions considered for the PVACU engineering model are: each component of the cycle is analyzed as a steady-state control volume, there are no pressure drops in the evaporator and condenser, the compressor operates adiabatically and with 80% efficiency [30]. Expansion along the valve is a bottleneck process. The effects of kinetic and potential energy are negligible. Irreversibilities inside the evaporator and the condenser are ignored. The refrigeration cycle operates with refrigerant R410A as working fluid as shown in Table 2. The saturated vapor enters the compressor and the saturated liquid exits the condenser.

According to Bilgili [30], T_{CON} is the condensation temperature and, as an assumption, it can be commonly taken as 10 °C higher than outdoor temperature T_A . This is, $T_{CON} = T_A + 10$ °C. In the

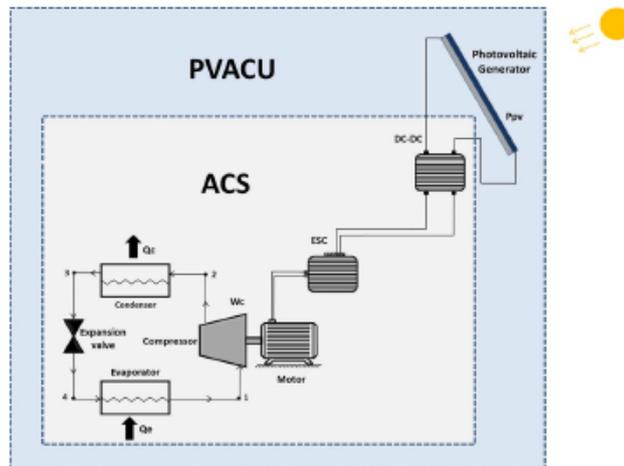


Fig. 1 PVACU system configuration

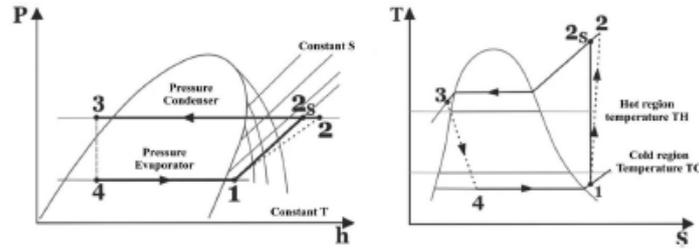


Fig. 2 Diagrams P-h (pressure-enthalpy) and T-s (temperature-entropy) for the actual steam compression refrigeration cycle

study done by Calm and Domanski [31], it is shown that the evaporation temperature is, in practice, restricted to 10 °C to ensure adequate dehumidification of internal air. In this study, the evaporation temperature will be kept constant at 10 °C.

The compressor mechanic efficiency is 80% [30], while both the electric motor and the set DC-DC+ESC converters have 95% efficiency, where, according to Green and McDonald [32], the ESC efficiency ranges from 98.5% to 99.5%, and the DC-DC converter efficiency is around 95% [33]. For this study, three PVGs with rated powers (P_{PV}^0) of 700 Wp, 1 kWp, and 1.4 kWp were analyzed.

2.3 Refrigeration Cycle for Simulation. In air conditioning systems, the heat exchange can be explained based on the cooling cycles shown in Fig. 2. Therefore, the system operates in a steady state and the variations of kinetic and potential energy are neglected by the First Law of Thermodynamics, so that

$$Q_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

where it can be inferred that the cooling capacity (Q_c) is the amount of heat, per time unit, withdrawn from the medium to be cooled, through the evaporator of the ACS.

Where h_1 (kJ/kg) and h_4 (kJ/kg) are the specific enthalpies of states 1 and 4, respectively, and (kg/s) is the mass flow of refrigerant fluid.

According to Yamankaradeniz et al. [34] and as discussed in Bilgili [30], the compressor's source power W_c (kW) is defined by Eq. (2)

$$W_c = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{EM}\eta_{BP}\eta_{CM}\eta_{CI}} \quad (2)$$

where η_{EM} , η_{BP} , η_{CM} e η_{CI} are electric motor efficiencies, power transmission belt, mechanical compressor, and isentropic efficiency, respectively. For system modeling, it was considered the compressor efficiency when operating at rated power, because, according to Tassou and Qureshi [35], the reduction of rotation causes a reduction of the friction losses in the compressor and decreases the compression ratio, that is, it decreases the difference between the condensation and evaporation temperatures of the

system. The direct consequence of this is an increase in the coefficient of performance and a reduction in compressor energy consumption, which reduces the power to drive the compressor.

For a real refrigeration cycle, the specific enthalpy at the output of the compressor, state two, of Fig. 2 is given by Eq. (3)

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{CI}} \quad (3)$$

The isentropic compression efficiency η_{CI} is calculated by $\eta_{CI} = 0.874 - 0.0135P_c/P_e$, as presented in Özgoren et al. [36], where P_c and P_e are the condensation and evaporation pressures, respectively.

The function of the condenser is to transfer heat from the refrigerant to the condenser-cooling medium (water or air). This heat flux can be determined by means of an energy balance in the control volume of the condenser and calculated by $Q_c = \dot{m}(h_2 - h_3)$.

The expansion along the valve is a bottleneck process, as $h_4 = h_3$, where h_3 (kJ/kg) is the specific enthalpy of state three of Fig. 2.

The coefficient of performance of the cycle is given by $COP = Q_c/W_c$, where Q_c and W_c are given in Watts.

2.4 Power Generated by the Photovoltaic System. A model for determining the maximum power capable of to be supplied by a PVG under a given operating condition is $P_{PV} = P_1 \cdot G [1 + \gamma_{MP}(T_c - T_{c,ref})]$, as suggested by Rawat et al. [37].

Where P_1 is the ratio between the PVG nominal power and the irradiance under standard test condition (STC) ($P_1 = P_{PV}^0/G_{ref}$), i.e., 1000 W/m^2 , γ_{MP} corresponds to the temperature coefficient in maximum power point, T_c is the solar cell temperature and $T_{c,ref}$ is the solar cell temperature under STC (i.e., 25 °C), and G is the irradiance in the generator plane. This model was chosen due to its simplicity and employability in engineering of photovoltaic

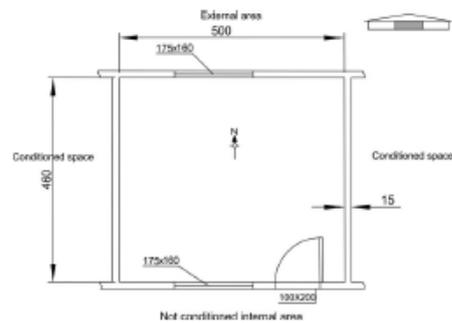


Fig. 3 Schematic view of GEDAE's library (measures in cm) used in the thermal loads' survey

Table 2 Technical specifications of air conditioning unit

Technical specifications	
Cooling capacity (kW)	5.28
Cooling capacity (Min.—Max., kW)	1.61–6.01
Cooling COP (W/W)	3.48
Rated power (kW)	1.5
Operating current (cooling) (A)	7.6
Refrigerant gas	R410A
Type of compressor	BLDC (brushless DC) motor

Table 3 List of loads provided by HAP 4.9

Dry/wet bulb temperature 32.7 °C/24.4 °C					
Details	Sunny day		Cloudy day		Latent (W)
	Sensible (W)	Latent (W)	Sensible (W)	Latent (W)	
Glasses window with insolation	6 m ²	609	–	592	–
Walls	22 m ²	163	–	173	–
Roof	23 m ²	709	–	405	–
Windows	6 m ²	257	–	192	–
Skylight	0 m ²	0	–	0	–
Door	2 m ²	26	–	19	–
Floor	0 m ²	0	–	0	–
Partitions	0 m ²	0	–	0	–
Lining	0 m ²	0	–	0	–
Lighting	80 W	71	–	71	–
Task lights	0 W	0	–	0	–
Equipment	2000 W	1859	–	1859	–
People	2	108	120	108	120
Infiltration	–	190	0	259	0
Ventilation load	–	112	213	98	320
Severall	–	0	0	0	0
Security factor	0%/0%	0	0	0	0
Total load	–	4104	333	3776	440
		S (m ²)		U (W/(m ² ·°C))	
Walls		22		1.241	
Windows		6		6.302	
Door		2		1.703	
Roof		23		0.762	

systems, perfectly serving the purpose of this work. In addition, it considers the two main parameters that affect the output power of the PVG, the incident irradiance on the generator plane and the solar cell temperature.

The power generated by the photovoltaic system (P_{PV}) is delivered to the set (DC-DC converter+ESC), whose efficiency was considered equal to 95%, and then it activates the motor compressor of the ACS, providing variation of the refrigerant mass flow according to the variation of generated power, which causes an alteration in the ACS cooling capacity.

Solar cell temperature can be obtained from outdoor temperature. The calculation is done using Eq. (4), presented in Odeh et al. [38]

$$T_c = T_a + \frac{G}{800} \times (NOCT - 20) \quad (4)$$

where T_a is the measured outdoor temperature, G is the irradiance in the generator plane, and $NOCT$ is the nominal operating cell temperature, usually given by PV module manufacturers.

2.5 Obtaining the Simulated Environment's Thermal Load. In order to obtain the thermal load, it was made a simulation in GEDAE's library space, using the software Hourly Analysis Program (HAP Version 4.9), where were inserted all necessary data relative to the structural characteristics of the environment and additional information as: business hours from 8:00 a.m. to 6:00 p.m., number of occupants, illumination and equipment's power, etc.

Figure 3 shows a schematic vision of GEDAE's library, which has an area of 23 m² and height of 3 m, located at the Federal University of Pará, in the city of Belém. The hourly thermal load (TL) was calculated and evaluated in detail. The heat gains of this sample environment were obtained on a cloudy day and on a sunny day. The TL was determined using hourly meteorological data of average solar radiation and average outdoor temperature.

The total heat gains per hour of the environment, compounded by walls, windows, people, illumination, equipment, etc., were determined using the software Hourly Analysis Program. The data for calculus of the sample environment's thermal load, as well as the calculated thermal loads, are presented in Table 3.

GEDAE's library does not need high artificial lighting load, because it has large glass windows. Within the library space, there are two inverters installed, which are used in grid connected systems, and there are also three computers that are used during the period of maximum usage. In other words, besides being used as library, the room is also used to do some experiments, which explains why the equipments thermal load is significantly higher than lightning load.

2.6 Estimate of Environment's Internal Temperature. Once the thermal load is determined, it is possible to determine the internal temperature profile of the environment through a transfer function presented by Wang [39]. The transfer function represents the balance between the heat extraction rate, that is, the unit's cooling capacity (Q_c), the TL, and the simulated environment's internal temperature (T_{int}), as can be seen in Eq. (5)

$$\sum_{i=0}^1 p_i (Q_{c,t-i\Delta} - CT_{i-i\Delta}) = \sum_{i=0}^2 g_i (T_r - T_{int,t-i\Delta}) \quad (5)$$

where p_i, g_i = coefficients of the transfer function;

$Q_{c,t-i\Delta}$ = cooling capacity in time $t-i\Delta$ (W);
 $CT_{i-i\Delta}$ = simulated environment's thermal load in time $t-i\Delta$ (W);
 T_r = reference temperature used in calculus of the thermal load (°C);
 $T_{int,t-i\Delta}$ = simulated environment's internal temperature.
 The normalized coefficients of the transfer function, p_i and g_i , presented by Wang [39], Table 4, can be adjusted to unit's different floors and to not-null global conductivity coefficients, so that they

Table 4 Normalized coefficients of the transfer function

Building inertia	g_0^* W/(m ² ·°C)	g_1^* W/(m ² ·°C)	g_2^* W/(m ² ·°C)	p_0	p_1
Light	9.54	-9.82	0.28	1.0	-0.82
Average	10.28	-10.73	0.45	1.0	-0.87
Heavy	10.50	-11.07	0.57	1.0	-0.93

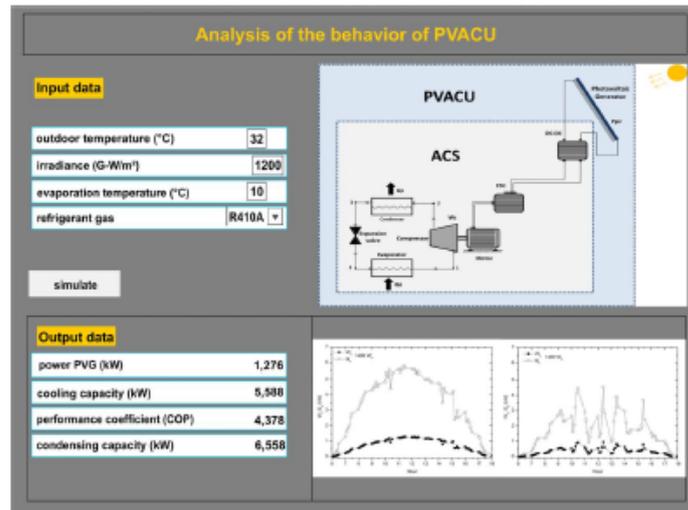


Fig. 4 Tool's interface developed in EES

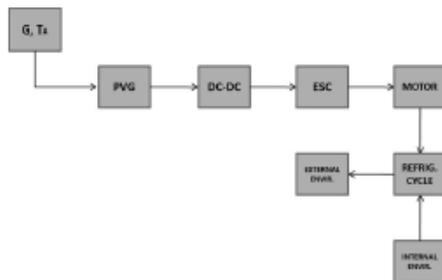


Fig. 5 Methodology used for the analysis of the PVACU's performance

become representatives of the simulated environment, as Eq. (6)

$$gU = g_s^* A_{amb} + p_i(UA_{global} + 1.23\dot{V}_{ext}) \quad (6)$$

where A_{amb} is the floor's area, UA_{global} is given by Eq. (7), \dot{V}_{ext} is the ventilation and infiltration flow to the external environment (l/s), and g_s^* is presented in Table 4

$$UA_{global} = UA_{frontages} + UA_{glasses} + UA_{roof} \quad (7)$$

where U ($W/m^2\cdot C$) and A (frontages, glasses and roof, m^2) are organized in Table 3.

2.7 Computational Tool Developed to the Analysis of PVACU's performance. In order to obtain the results, it was developed a computational tool with assistance from the software EES—Engineering Equation Solver for simulating PVACU's behavior. The tool's graphical interface is shown in Fig. 4.

In the developed tool, it is possible to insert data of outdoor temperature T_A ($^{\circ}C$), irradiance G (W/m^2), evaporation temperature T_e ($^{\circ}C$), as well as to choose the refrigerant gas used in the system.

As output data, the program calculates the power values generated by the PVG, P_{PV} (kW), the cooling capacity Q_c (kW), the coefficient of performance COP , and the condensing capacity of the system Q_c (kW). Figure 5 presents a summary of the methodology used in this work to analyze PVACU's performance.

3 Results and Discussion

Figure 6 shows the hourly distribution of irradiance for all days throughout 2016. From a detailed analysis of Fig. 6, it is possible to verify that the minimum and maximum irradiance values occurred in January and October, respectively.

The days January 22 and October 2 were considered to this study because they presented the lowest and highest irradiance received and were named cloudy day and sunny day, respectively.

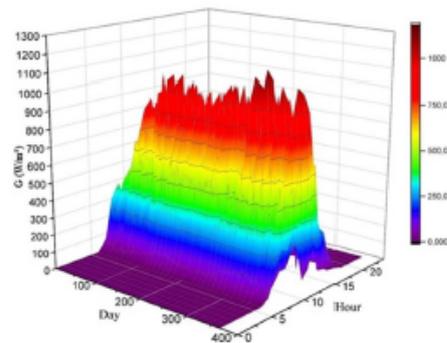


Fig. 6 Hourly distribution of irradiance (G) on horizontal plan in Belém city (data obtained with an outdoor temperature and relative humidity sensor, Model HC2S3, and Kipp & Zonen pyranometer model CMP6)

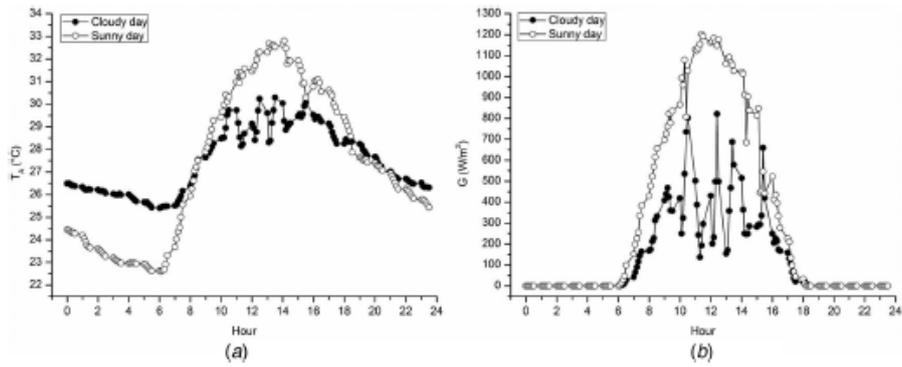


Fig. 7 (a) Outdoor temperature, T_a , variation and (b) irradiance, G , variation in the city of Belém (data obtained with an outdoor temperature and relative humidity sensor, Model HC2S3, and a Kipp & Zonen pyranometer, Model CMP6)

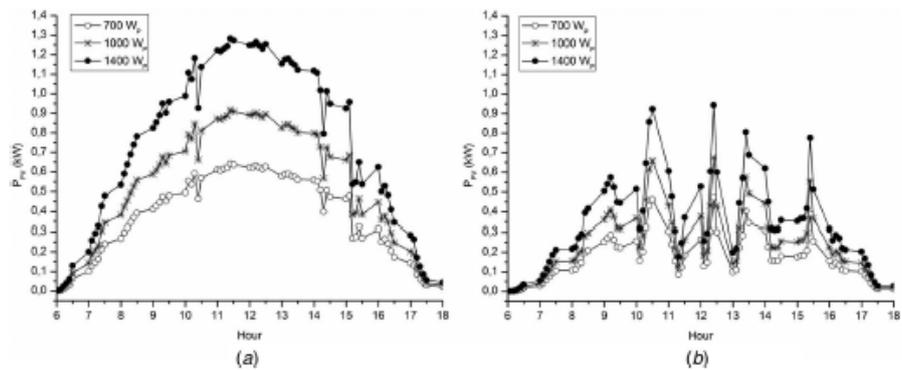


Fig. 8 Hourly variation of the power generated by the PVG, for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($T_{c,ref} = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $\gamma_{MP} = -0.45\text{ }^\circ\text{C}$, $G_{ref} = 1000\text{ W/m}^2$, $(\eta_{DC-DC} \times \eta_{ESS}) = 95\%$)

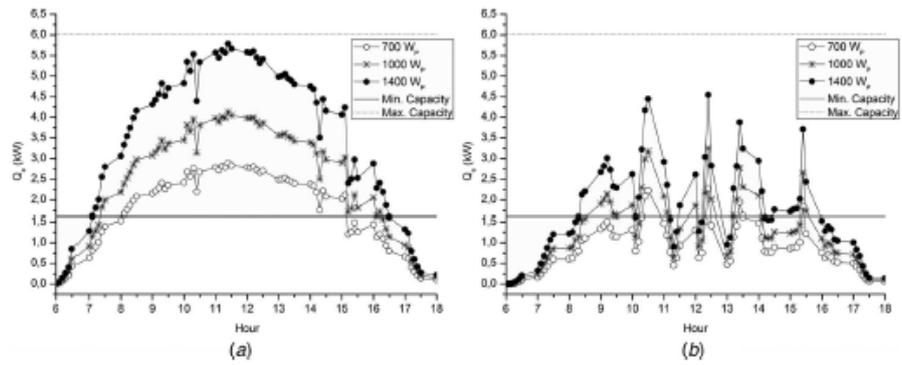


Fig. 9 Hourly variation of PVACU cooling capacity (Q_c), for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_c = 10\text{ }^\circ\text{C}$)

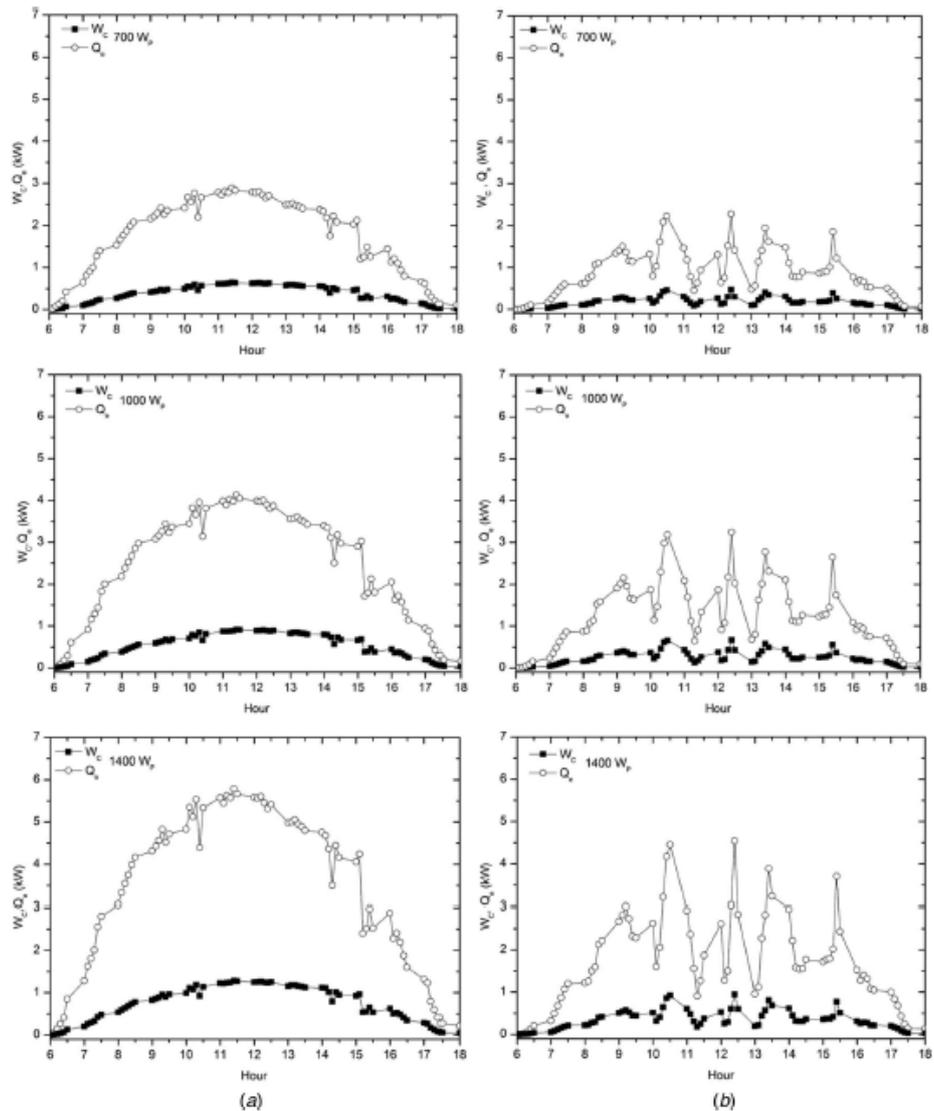


Fig. 10 Hourly variation of the ACS cooling capacity (Q_c) corresponding to the power demanded by the compressor (W_c) for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_a = 10^\circ\text{C}$)

Figure 7(a) shows the outdoor temperature and Fig. 7(b) shows the irradiance over the days January 22 and October 2, considered the cloudy day and sunny day, respectively.

In Fig. 7, the maximum irradiance value on the sunny day occurred at 11:40 a.m. with a magnitude of 1202 W/m^2 , while for the cloudy day it presented a magnitude of 821 W/m^2 . The maximum temperature was 32.8°C at 2:10 p.m. on the sunny day and 30.3°C at 1:50 p.m. on the cloudy day. During the cloudy

day, the temperature ranged from 25.4°C to 30.3°C , whereas it ranged from 22.6°C to 32.8°C on the sunny day.

3.1 Hourly Variation of Power Generated by the Photovoltaic Generator. Figure 8(a) shows the hourly variation of the power produced by the PVG on the sunny day and Fig. 8(b) on the cloudy day.

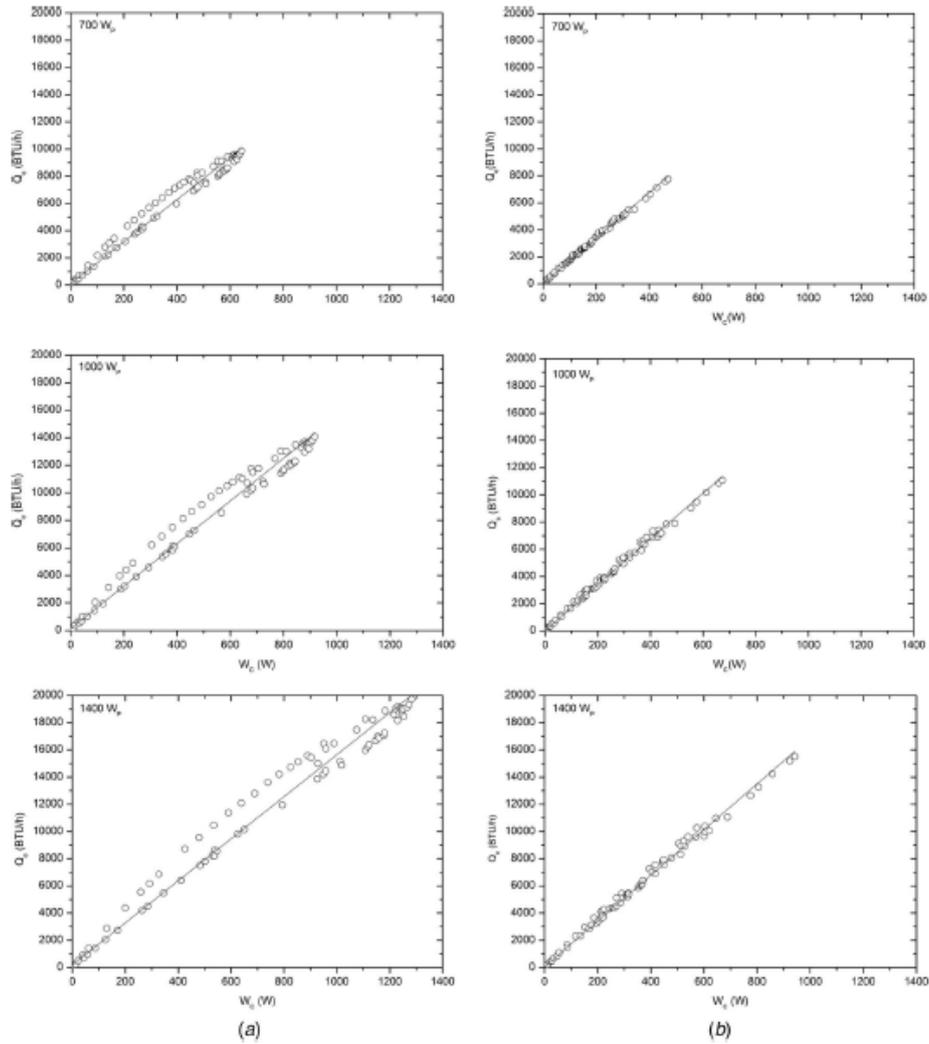


Fig. 11 Variation of cooling capacity (Q_c) in function of the power demanded by the compressor (W_c), for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_a = 10^\circ\text{C}$)

The power demanded by the ACS compressor is equal to the power produced by the PVG minus the losses in the DC-DC converter and ESC, Eq. (8), since the compressor is powered directly by the PVG, via (DC-DC converter + ESC)

$$W_c = P_{PV} \times \eta_{DC-DC} \times \eta_{ESC} \quad (8)$$

where P_{PV} = power produced by the PVG (kW)

η_{DC-DC} = efficiency of the DC-DC converter

η_{ESC} = efficiency of the ESC.

As presented in Fig. 8, the system presented generation from 6:00 a.m. to 6:00 p.m. on both days, corresponding to the period in which

the incidence of solar irradiance at the PVG occurred. The maximum power generated occurred at 11:40 a.m. on the sunny day, with a magnitude of 1.28 kW, while, on the cloudy day, the maximum power generated reached 0.94 kW at 12:40 p.m. Both values were obtained from the 1400 Wp rated power PVG. Therefore, the generated power can be increased in function of the PVG size, exemplifying the system's modularity.

3.2 Hourly Variation of Cooling Capacity With Operating Limits of the Commercial System. Figure 9 presents the hourly

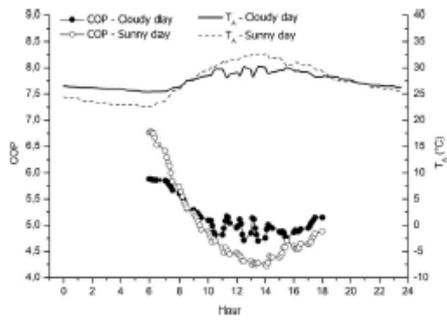


Fig. 12 PVACU's COP hourly variation ($T_e = 10\text{ }^\circ\text{C}$)

variation of PVACU cooling capacity in kW for the 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs. Note that, theoretically, the cooling capacity increases throughout the day as the solar resource increases. The maximum cooling capacity values occurred at 11:40 a.m. on the sunny day and at 12:40 p.m. on the cloudy

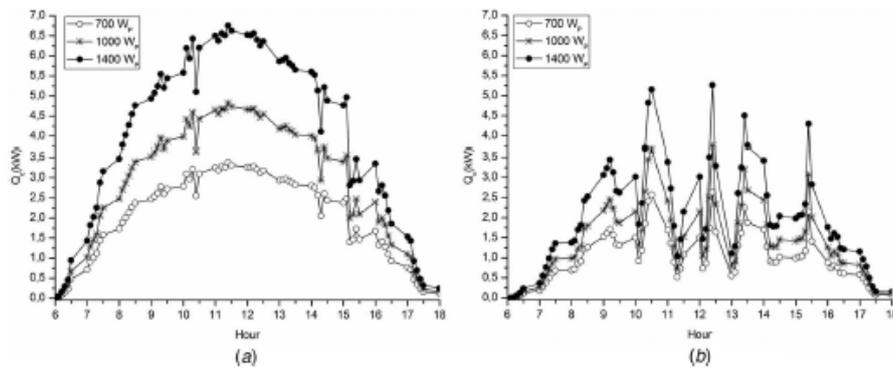


Fig. 13 Hourly variation of PVACU condensation capacity (Q_c) corresponding to the power demanded by the compressor (W_c) for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($\eta_{EM} = 95\%$, $\eta_{CM} = 80\%$, $T_e = 10\text{ }^\circ\text{C}$)

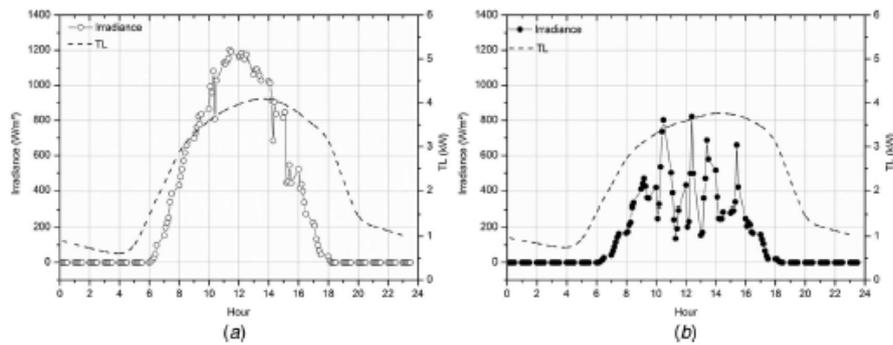


Fig. 14 TL and irradiance time variation on (a) sunny day and on (b) cloudy one (thermal load values obtained from data in Table 3, using HAP 4.2 $T_e = 23\text{ }^\circ\text{C}$)

day, with magnitudes of 5.78 kW and 4.54 kW, respectively, operating with the 1400 Wp rated power PVG. For the sunny day, it is observed that before 7:00 a.m. and after 4:30 p.m. the calculated cooling capacity is below the minimum cooling capacity given in Table 2, which is 1.6 kW to 6.01 kW. This means that there was no heat extraction from the environment at such times. In addition, it can be seen that there was no restriction of the cooling capacity due to the upper limit, even for the 1400 Wp generator on the sunny day.

As Fig. 9 shows, with the 700 Wp rated power PVG, the PVACU operates above the minimum capacity in the range of 8:10 a.m. to 3:00 p.m. on the sunny day, extracting a maximum heat quantity of 2.89 kW near 12:00 p.m. With the 1000 Wp rated power PVG, the ACS goes into operation a little earlier than the 700 Wp system, operates for a longer time and reaches 4.13 kW of heat extraction capacity, that is, within the limits established for the operation described in Table 2. On the cloudy day, the cooling capacity presented an oscillatory behavior for all rated powers. The 700 Wp system showed some peaks above the minimum capacity reported by the manufacturer. For P_{PV}^0 equal to 1000 and 1400 Wp, the PVACU operated in a longer time interval, reaching values of 3.2 and 4.5 kW, respectively.

Figure 10(a) provides the hourly variation in the ACS cooling capacity, which corresponds to the power demanded by the compressor on the sunny day and Fig. 10(b) on the cloudy one, for

the 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs. This allows better identification of in which electrical power and at what times the ACS reaches the minimum limit of the cooling capacity.

Figure 11(a) shows the variation of cooling capacity (BTU/h) as a function of the compressor supply power (W), with P_{PV}^0 of 700, 1000, and 1400 Wp, and on the sunny day, and Fig. 11(b) on the cloudy one. The ACS cooling capacity increases almost linearly as shown in Fig. 11.

Equations (9) and (10) represent the estimation, by means of linear regression, of the cooling capacity's variation as a function of the power demanded by the compressor and for P_{PV}^0

equal to 1400 Wp on the sunny and on the cloudy day, respectively

$$Q_{c(E)} = 186.627 + 15.461W_C \quad (9)$$

$$Q_{c(N)} = 54.491 + 16.804W_C \quad (10)$$

As presented in Fig. 12, the COP of the system ranged from 4.7 to 5.9 on the cloudy day and from 4.2 to 6.8 on the sunny day. According to the results obtained for the evaporation temperature $T_e = 10^\circ\text{C}$, the maximum coefficient of performance obtained was 6.8 at 6:00 a.m. at the sunny day's morning and

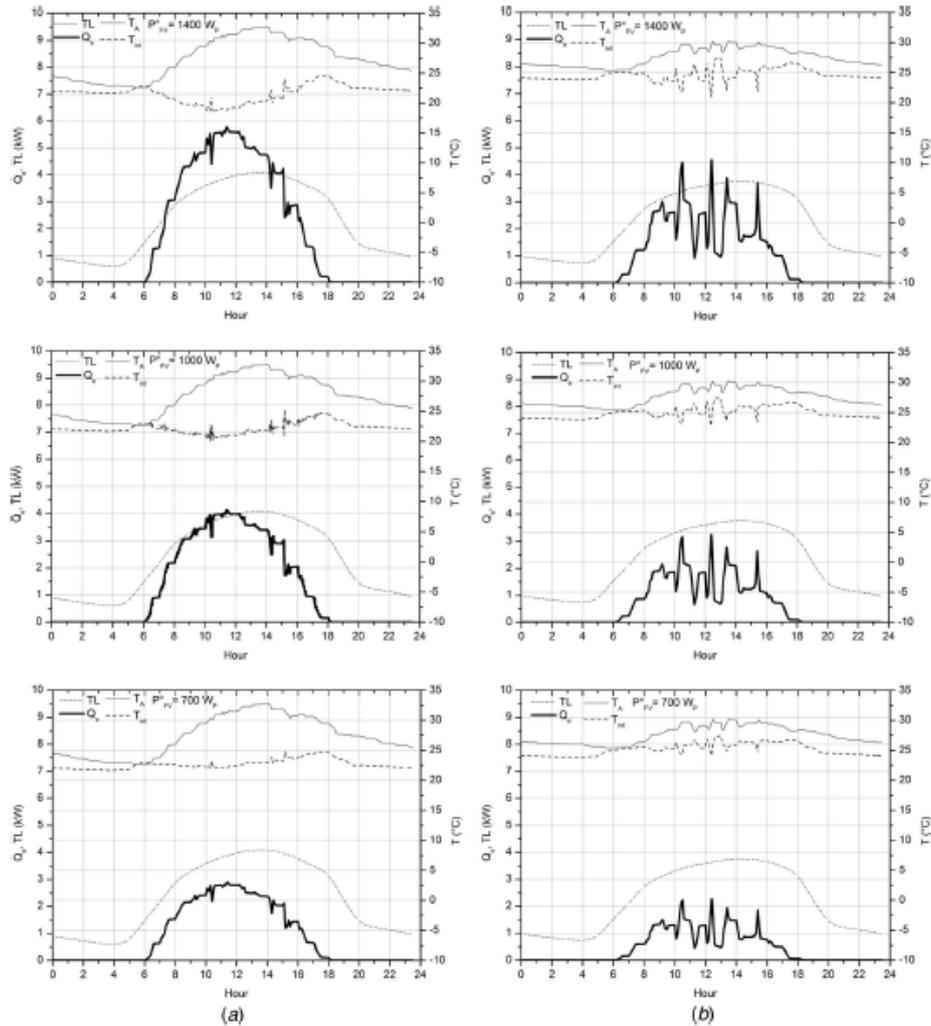


Fig. 15 Variation of internal temperature (T_{int}) according to the variation of PVACU cooling capacity (Q_c), for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs on (a) sunny day and (b) cloudy day ($g_0^s = 10.28$, $g_1^s = -10.73$, $g_2^s = 0.45$, $\rho_0 = 1$, $\rho_1 = -0.87$, $T_e = 23^\circ\text{C}$)

the lowest value was 4.2 at 2:00 p.m. of the sunny day. The reason why the lowest COP value occurred around 2:00 p.m. is that the outdoor temperature is higher at this time. As the outdoor temperature increases, the ACS condenser temperature also increases, causing the system performance a tendency to decrease. COP depends on the refrigerant properties; consequently, it is a function of condensation and evaporation temperatures.

Table 2 presents the COP of the equipment tested under conditions with condensation temperature of 54.4 °C and evaporation temperature of 7.2 °C, according to the equipment manufacturer's manual. As the condensation temperature decreases, which is a function of the outdoor temperature, the performance coefficient tends to increase, as presented in Bilgili [30].

Figure 13 shows the condensing capacity hourly variation of the PVACU, in kW, for 700, 1000, and 1400 Wp rated power PVGs. The condensation capacity has a behavior similar to the cooling capacity shown in Fig. 9, where this capacity increases throughout the day as well as the irradiance, outdoor temperature, and PVG power increase, keeping the evaporation temperature constant, which causes the condenser to transfer more heat to the environment. The maximum values occurred at 11:40 a.m. on the sunny day and at 12:40 p.m. on the cloudy day, with magnitudes of 6.8 kW and 5.3 kW, respectively, operating with 1400 Wp rated power.

The thermal load variations on different evaluated days, considering the environment of the GEDAE's library, are shown in Fig. 14.

As observed in Figs. 14(a) and 14(b), the hourly thermal loads for the selected days reached a maximum value of 4.1 kW and 3.78 kW for the sunny day and for the cloudy day, respectively, both at 2:00 p.m. On the same sunny and cloudy days, the irradiance reached the maximum value at 12:40 p.m. and at 11:40 a.m. on the sunny day, that is, due to the thermal storage in the building structure, there is a time difference between the maximum values of irradiance and TL, as can be seen in Fig. 14.

From the survey of the simulated environment's hourly thermal load and from Eq. (5), it was possible to estimate the simulated environment's internal temperature values as in Figs. 15(a) and 15(b), where is presented the environment's internal temperature variation on the sunny day and on the cloudy day, according to the TL's and ACS's cooling capacity variation.

As showed in Fig. 15, it can be seen that on the sunny day, the ACS cooling capacity exceeded the TL's one in a certain period of operation for P_{PV}^r equal to 1000 and 1400 Wp. The average temperatures found for the simulated environment with 700, 1000 and 1400 Wp rated powers, during ACS operation, were 22.6 °C, 21.7 °C, and 20.4 °C, respectively.

For the cloudy day, the ACS cooling capacity was oscillatory due to the power provided by the PVG fluctuation and, therefore, the environment's internal temperature was slightly higher than the sunny day's one. The average temperatures found for the simulated environment with 700, 1000, and 1400 Wp rated powers during ACS operation on the cloudy day were 26 °C, 25.2 °C, and 24.3 °C. From the results obtained, it can be concluded that the PVACU with P_{PV}^r equal to 1400 Wp would be sufficient to meet the air conditioning needs of the simulated environment, keeping the internal temperature within international comfort standards in the range of 20 °C to 24 °C [40].

4 Conclusions

In this work, theoretical analyses of the photovoltaic air conditioning unit (PVACU) performance have been carried out. Two different daily irradiance profiles (sunny and cloudy) were analyzed. The modeling of different components of the system, and of the building's thermal load, made it possible to evaluate the influence of the climate conditions and of the PVG's nominal power.

The hourly PVACU simulation showed that, as the power consumed by the compressor increases, the cooling capacity of the system also increases almost linearly. According to the results obtained with evaporation temperature $T_e = 10$ °C, the system's coefficient of performance ranged from 4.7 to 5.9 on the cloudy day and from 4.2 to 6.8 on the sunny day. Besides, as the outdoor temperature increases, the ACS condenser temperature also increases, causing the system performance a tendency to decrease.

The simulated environment's hourly thermal loads on the selected days reached a maximum level of 3.78 kW and 4.1 kW on the cloudy and on the sunny ones, respectively, both at 2:00 p.m., but due to the thermal storage in the building structure, there is a time difference between the maximum values of irradiance and thermal load.

The data obtained show that even considering the smallest PVG size, 700 Wp, a significant reduction of the thermal load of the simulated environment is achieved. On the sunny day, the average temperatures found in the simulated environment with rated powers 700, 1000, and 1400 Wp during ACS operation were 22.6 °C, 21.7 °C, and 20.4 °C, respectively, and for the cloudy one, they were 26 °C, 25.2 °C, and 24.3 °C. From the obtained results, it was possible to conclude that the PVACU with 1400 Wp rated power would be sufficient to meet the air conditioning needs of the simulated environment, keeping the internal temperature within international comfort standards in the range of 20 °C to 24 °C.

During the study, the relative humidity values of external air were measured between 55% and 90%. With the PVACU operation for a 1400 Wp rated power PVG, the indoor air temperature reaches values of 20.4 °C and 24.3 °C, for sunny and cloudy days, respectively. It is estimated that the humidity of the indoor air remains between 40% and 80% according to the recommended by ISO 9241 [40].

Since there is a direct coupling, the PVACU is an efficient and economically advantageous system, as it does not require the use of batteries and does not have losses related to the charge and discharge process of the batteries. Although the direct coupling system, without batteries, presented in this work, demonstrates that it has a natural regulation of the comfort parameters of the environment, its application is restricted to the daytime period.

The non-use of a battery bank for energy storage causes the system to waste the energy generated in times of non-occupation of the conditioned environment.

As the proposed system operates with the natural regulation of internal environment comfort parameters, there is an oscillation in the environment internal temperature that would require a stability control.

The operation of direct coupling systems in parallel with other conventional systems powered by the grid can be used to evaluate and quantify the reduction in the utility energy consumption. In addition, it is possible to carry out a study of direct coupling systems supported by a battery bank, so that it can also be used at night.

Finally, the results presented here show that the PVACU has the natural ability to reduce the internal temperature of building's environment, contributing significantly to the reduction of the thermal load and, consequently, reducing the demand for electricity. Besides that, the results show how a warm and humid weather condition, like Belém-Brazil, can influence the energy performance of the PVACU.

Funding Data

- This work was supported by the National Research Council—CNPq.

Conflict of Interest

There are no conflicts of interest.

Data Availability Statement

The datasets generated and supporting the findings of this article are obtainable from the corresponding author upon reasonable request. The authors attest that all data for this study are included in the paper.

Nomenclature

h = specific enthalpy (kJ/kg)
 m = mass flow (kg/s)
 G = incident irradiance on the generator plane (W/m^2)
 $C_{TD\Delta}$ = simulated environment's thermal load in time $t-\Delta$ (W)
 P_{PV} = power generated by the photovoltaic system
 Q_c = condensing capacity (W)
 Q_e = cooling capacity (W)
 $Q_{e,t-\Delta}$ = cooling capacity in time $t-\Delta$ (W)
 T_A = outdoor temperature ($^{\circ}C$)
 T_c = solar cell temperature
 $T_{c,ref}$ = solar cell temperature under STC
 T_{COND} = condensation temperature ($^{\circ}C$)
 T_e = evaporation temperature ($^{\circ}C$)
 T_{int} = internal temperature ($^{\circ}C$)
 $T_{int,t-\Delta}$ = simulated environment's internal temperature ($^{\circ}C$)
 T_r = reference temperature used in calculus of the thermal load ($^{\circ}C$)
 W_C = compressor power (kW)
 W_p = power unit of the photovoltaic generator (Watt-peak)
 P_{PV}^p = rated power of the photovoltaic generator (Wp)
 p_i, g_i = transfer function coefficients
 η_{CI} = isentropic compression efficiency
 η_{CM} = efficiency of the compressor mechanic (%)
 η_{DC-DC} = efficiency of the DC-DC converter (%)
 η_{ESC} = efficiency of the ESC (%)
 η_{EM} = efficiency of the electric motor (%)

References

[1] OECD/IEA, 2013, *Traction to Sustainable Buildings—Strategies and Opportunities to 2050*, International Energy Agency, Paris, France, Accessed Feb. 21, 2018, <http://www.iea.org/energy4/4eng>

[2] Atam, H., 2017, "Current Software Barriers to Advanced Model-Based Control Design for Energy-Efficient Buildings," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **73**(8), pp. 1031–1040.

[3] Boyano, A., Hernandez, P., and Wolf, O., 2013, "Energy Demands and Potential Savings in European Office Buildings: Case Studies Based on EnergyPlus Simulations," *Energy Build.*, **65**(10), pp. 19–28.

[4] Pumo, N., 2014, "A Review on the Basics of Building Energy Estimation," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **31**(3), pp. 53–60.

[5] Pridley, D. G., Zheng, N., and Zhou, N., 2008, "Estimating Total Energy Consumption and Emissions of China's Commercial and Office Buildings," Lawrence Berkeley National Laboratory, Report No. LBNL-248E.

[6] Lopes, A. C. P., Oliveira Filho, D., Atoe, L., Carlo, J. C., and Lima, B. B., 2016, "Energy Efficiency Labeling Program for Buildings in Brazil Compared to the United States' and Portugal's," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **66**(14), pp. 207–219.

[7] Aguilar, F. J., Aledo, S., and Quiles, P. V., 2017, "Experimental Analysis of an Air Conditioner Powered by Photovoltaic Energy and Supported by the Grid," *Appl. Therm. Eng.*, **123**(14), pp. 486–497.

[8] Aguilar, H. M. C., Pinho, J. T., and Galhardo, M. A. B., 2007, *Design of an Efficient Building in Hot and Humid Climate*, 11 Brazilian Congress of Energy Efficiency, Vitória.

[9] Yin, Y. L., Zhu, X. Q., and Wang, R. Z., 2013, "Experimental Investigation and Performance Analysis of a Mini-Type Solar Absorption Cooling System," *Appl. Therm. Eng.*, **59**(1–2), pp. 267–277.

[10] Irigoyen, M., Lizarte, R., Maxon, J. D., and Gutiérrez, G., 2008, "Air Conditioning Using an Aircooled Single Effect Lithium Bromide Absorption Chiller: Results of a Trial Conducted in Madrid in August 2005," *Appl. Therm. Eng.*, **28**(8–9), pp. 1074–1081.

[11] Zhai, X. Q., Qi, M., Li, Y., and Wang, R. Z., 2011, "A Review for Research and new Design Options of Solar Absorption Cooling Systems," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **15**(9), pp. 4416–4423.

[12] Kim, D. S., and Fretwell, C. A. L., 2008, "Solar Refrigeration Options—A State of the Art Review," *Int. J. Refrig.*, **31**(1), pp. 3–15.

[13] Chen, H., Riffat, S. B., and Fu, Y., 2011, "Experimental Study on a Hybrid Photovoltaic/Heat Pump System," *Appl. Therm. Eng.*, **31**(17–18), pp. 4132–4138.

[14] Fong, K. F., Chow, T. T., Lee, C. K., Lin, Z., and Chan, L. S., 2010, "Comparative Study of Different Solar Cooling Systems for Buildings in Subtropical City," *Sol. Energy*, **84**(2), pp. 227–244.

[15] Otanicar, T., Taylor, R. A., and Phelan, P., 2012, "Prospects for Solar Cooling—An Economic and Environmental Assessment," *Sol. Energy*, **86**(5), pp. 1287–1299.

[16] Nom, M., and Lazzarin, R. M., 2014, "Solar Cooling Between Thermal and Photovoltaic: An Energy and Economic Comparative Study in the Mediterranean Conditions," *Energy*, **73**(10), pp. 453–464.

[17] Gupta, B. L., Bhanagar, M., and Mathur, J., 2014, "Optimum Sizing of PV Panel, Battery Capacity and Insulation Thickness for a Photovoltaic Operated Domestic Refrigerator," *Sustainable Energy Technol. Assess.*, **7**(3), pp. 55–67.

[18] Vaishak, S., and Bhalu, P. V., 2019, "Effect of Dust Deposition on Performance Characteristics of a Refrigerant Based Photovoltaic/Thermal System," *Sustainable Energy Technol. Assess.*, **36**(6), pp. 100548.

[19] Aloulou, A., Koussou, T., Jamil, A., H. Rhaïki, T., Mound, Y., and Zerrouk, Y., 2015, "Economic and Environmental Assessment of Solar Air-Conditioning Systems in Morocco," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **50**(10), pp. 770–781.

[20] Lazzarin, R. M., and Nom, M., 2018, "Past, Present, Future of Solar Cooling: Technical and Economical Considerations," *Sol. Energy*, **172**(14–15), pp. 2–13.

[21] Aguilar, F., Crespi-Llorens, D., and Quiles, P. V., 2019, "Techno-economic Analysis of an Air Conditioning Heat Pump Powered by Photovoltaic Panels and the Grid," *Sol. Energy*, **180**(4), pp. 169–179.

[22] Zhao, B. Y., Li, Y., Wang, R. Z., Zhao, Z. G., and Taylor, R. A., 2018, "A Universal Method for Performance Evaluation of Solar Photovoltaic Air-Conditioner," *Sol. Energy*, **172**(14–15), pp. 58–68.

[23] Huang, B. J., Hou, T. F., Hu, P. C., Lin, T. H., Chen, Y. T., Chen, C. W., and Lee, K. Y., 2016, "Design of Direct Solar PV Driven Air Conditioner," *Renewable Energy*, **88**(6), pp. 95–101.

[24] Li, Y., Zhao, B. Y., Zhao, Z. G., Taylor, R. A., and Wang, R. Z., 2018, "Performance Study of a Grid-Connected Photovoltaic Powered Central Air Conditioner in the South China Climate," *Renewable Energy*, **126**(13), pp. 1113–1125.

[25] Aguilar, H. M., Galhardo, M. A., and Pinho, J. T., 2018, "Application of Energy Conservation Measures and Their Impact on the Thermal-Energetic Performance of a Building in the Brazilian Amazon Region: A Case Study," *ASME J. Sol. Energy Eng.*, **140**(3), p. 031005.

[26] ANEEL, 2012, *Normative Resolution No. 482, April 17, 2012*, National Electric Energy Agency, Brasília, Brazil, Accessed Feb. 21, 2018, <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/publicacoes/2012482.pdf>

[27] ANEEL, 2015, *Normative Resolution No. 687, of November 24, 2015*, National Electric Energy Agency, Brasília, Brazil, Accessed Feb. 21, 2018, <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/publicacoes/2015687.pdf>

[28] Singh, G. K., 2013, "Solar Power Generation by PV (Photovoltaic) Technology: A Review," *Energy*, **53**(5), pp. 1–13.

[29] Jaisiv, W. B., Machado, W. N., and Pinho, J. T., 2014, "Analysis of Characteristic Parameters of Commercial Photovoltaic Modules," *Energy Procedia*, **57**(14), pp. 4–13.

[30] Bilgili, M., 2011, "Hourly Simulation and Performance of Solar Electric-Vapor Compression Refrigeration System," *Sol. Energy*, **85**(11), pp. 2720–2731.

[31] Calm, J. M., and Domanski, P., 2004, "R-22 Replacement Status," *ASHRAE J.*, **46**(12), pp. 29–39.

[32] Green, C., and McDonald, R., 2015, "Modeling and Test of the Efficiency of Electronic Speed Controllers for Brushless DC Motors" 15th AIAA Aviation Technology, Integration, and Operations Conference, Dallas, TX, June, p. 3191.

[33] Sivakumar, S., Sathik, M. J., Manoj, P. S., and Sundarajan, G., 2016, "An Assessment on Performance of DC-DC Converters for Renewable Energy Applications," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **58**(6), pp. 1475–1485.

[34] Yamanludenisir, R., Horuz, I., Kaymakli, O., Coskun, S., and Yamanludenisir, N., 2009, *Refrigeration Techniques and Heat Pump Applications*, 2nd ed., Dora Company, Bursa, Turkey.

[35] Tassou, S. A., and Qureshi, T. Q., 1998, "Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressor in Variable-Speed Refrigeration Application," *Int. J. Refrig.*, **21**(1), pp. 29–41.

[36] Özgören, M., Hidoğan, K., Kahraman, A., Solmaz, O., and Köse, F., 2010, "Calculation of Dynamic Cooling Load Capacity of a Building Air-Conditioning Powered by Wind or Solar Energy," *International Aegean Energy Symposium and Exhibition (IEESE-5)*, Denizli, June, pp. 27–30.

[37] Rawat, R., Kaushik, S. C., and Lamba, R., 2016, "A Review on Modeling, Design Methodology and Size Optimization of Photovoltaic Based Water Pumping Standalone and Grid Connected System," *Renewable Sustainable Energy Rev.*, **57**(5), pp. 1506–1519.

[38] Odh, N., Grassie, T., Henderson, D., and Muneez, T., 2006, "Modelling of Flow Rate in a Photovoltaic-Driven Roof Slate-Based Solar Ventilation Air Preheating System," *Energy Convers. Manage.*, **47**(7–8), pp. 909–925.

[39] Wang, S. K., 2000, *Handbook of air Conditioning and Refrigeration* (Vol. 2), McGraw-Hill, Load Calculations, New York, pp. 61–65.

[40] ABNT, 2011, Standard ISO 9241-11.

O artigo 2, “**Computational Modeling for Exergetic Evaluation of an Air Conditioning System Powered by Solar Energy With Direct Coupling**” foi aceito para publicação na revista **International Journal of Heat and Technology | IIETA**.

International Information & Engineering
Technology Association
#2020, Scotia Place Tower One, 10060 Jasper Avenue, Edmonton,
AB T5J 3R8, Canada
Tel: + 1 825 436 9306
www.iieta.org



Acceptance Letter

International Journal of Heat and Technology

August 20, 2023

Elson C. Santos

Grupo de Pesquisas em Ciências Naturais, Matemática e Tecnologias,
Instituto Federal do Pará

Dear Elson C. Santos, Emanuel N. Macêdo, Rui Nelson O. Magno, Marcos A. B. Galhardo, Luis Guilherme M. Oliveira, Alaan U. Brito, Wilson N. Macêdo,

MS: Computational Modeling for Exergetic Evaluation of an Air Conditioning System Powered by Solar Energy With Direct Coupling

I am pleased to inform you that as per the recommendation of the editorial board, your above-mentioned manuscript has been accepted for publication in International Journal of Heat and Technology (ISSN 0392-8764).

Please note the following points, and ensure compliance:

- 1) Page proofs of your paper will also be sent to you for minor corrections and approval.
- 2) Provide us with the institutional email addresses of all authors, or other business email addresses that can be found on Google. At the same time, please provide the ORCID numbers of all authors.
- 3) Provide the complete institutional information for all authors, including the college/department, university, city, postal code, and country.
- 4) The corresponding author would receive a PDF of the published paper.
- 5) After a paper has been accepted, it is not permissible to add, remove, or change the order of authors. (Exceptions can be made only if there are credible reasons, and it also requires an official stamped document from the relevant department of the author's institution, sent from an official email address.)
- 6) If plagiarism is detected in an author's paper, the paper will be retracted before publication and will not be published. The publication fee paid by the author will not be refunded. If plagiarism is discovered after publication, the paper will be retracted, and we will notify the author's institution. Furthermore, the publication fee will not be refunded.

It is recommended that you cite this and other published works from International Information and Engineering Technology Association (www.iieta.org) in your papers to be published in other journals.

Yours sincerely,

Date: August 20, 2023
Place: Edmonton, Canada



O artigo 3, “**Techno-Economic Analysis of the Parallel Operation of Air Conditioners Fed by the Grid and by Solar Energy Without Energy Storage**” está em processo de submissão.