



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

RODRIGO DE CARVALHO ARAÚJO

ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DE GRANDE PORTE OPERANDO COM RESERVATÓRIO DE ENERGIA TÉRMICA

Orientador: Prof. Dr. Tiago Freitas Paulino

Coorientador: Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2026

Rodrigo de Carvalho Araújo

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DE GRANDE PORTE
OPERANDO COM RESERVATÓRIO DE ENERGIA TÉRMICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Tiago de Freitas Paulino

Coorientador: Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

Área de Pesquisa: Eficiência energética

Belo Horizonte
2026

A663a	Araújo, Rodrigo de Carvalho Análise de um sistema de condicionamento de ar de grande porte operando com reservatório de energia térmica / Rodrigo de Carvalho Araújo. – 2026. 83 f. : il., gráfs, tabs., fotos. Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Orientador: Tiago de Freitas Paulino. Coorientador: André Guimarães Ferreira. Banca examinadora: Tiago de Freitas Paulino, André Guimarães Ferreira, Paulo Eduardo Lopes Barbieri e Thiago Torres Martins Rocha. Bibliografia: f. 81-83. Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. 1. Ar condicionado – Teses. 2. Ar condicionado – Equipamentos e acessórios – Teses. 3. Calor – Armazenamento – Teses. 4. Materiais – Propriedades térmicas – Teses. I. Paulino, Tiago de Freitas. II. Ferreira, André Guimarães. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título. CDD 697.9322
-------	--

Rodrigo de Carvalho Araújo

**ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DE GRANDE PORTE
OPERANDO COM RESERVATÓRIO DE ENERGIA TÉRMICA.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação
em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação
Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 30 / 03 / 26

Resultado: Aprovado

Banca Examinadora:

Diogo de Freitas Paulino

Prof. Dr. Tiago de Freitas Paulino

CEFET-MG

André Guimarães Ferreira

Prof. Dr. André Guimarães Ferreira

CEFET-MG

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

CEFET-MG

Thiago Torres Martins Rocha

Prof. Dr. Thiago Torres Martins Rocha

UFMG

DEDICATÓRIA

Dedico à minha esposa Danúbia Fernanda da Silva e aos meus filhos Gustavo Marques de Carvalho Araújo, Arthur Marques de Carvalho Araújo e Maria Clara de Carvalho Araújo pelo apoio e pela compreensão pela minha ausência durante o mestrado e aos meus pais Paulo Gonçalves Araújo e Angela Maria de Carvalho Araújo pelo apoio, incentivo e apoio incondicional.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo suporte constante nessa longa jornada. Mãe, pai, vocês sempre foram uma fonte de referência e encorajamento, fundamentais para eu estar onde estou e ao qual sou muito grato.

Ao meu orientador, professor Tiago Freitas Paulino, pela empatia e apoio constantes desde as épocas em que estudávamos juntos e chegando até a conclusão desse trabalho. Sem o seu suporte, não teria conseguido chegar até aqui. Agradeço também por ser uma referência para mim, não apenas como professor/pesquisador, mas como pessoa também.

Ao meu coorientador, professor André Guimarães Ferreira, que vem guiando-me até os dias de hoje. Como o Tiago, agradeço também por ser uma referência para mim, não apenas como professor/pesquisador, mas como pessoa também.

A minha esposa pelo constante apoio e suporte nessa jornada.

EPÍGRAFE

“A ciência pode divertir-nos e fascinar-nos, mas é a engenharia que muda o mundo.”

Isaac Asimov

RESUMO

A utilização de sistemas de climatização em regiões de clima tropical demanda elevados níveis de consumo de energia elétrica, principalmente em função das altas cargas térmicas ao longo do ano. Paralelamente, o crescimento econômico global e a intensificação das mudanças climáticas têm ampliado significativamente a necessidade de refrigeração e condicionamento de ar em edificações comerciais e industriais. Neste contexto, este trabalho avaliou o desempenho de um sistema de condicionamento de ar com capacidade instalada de 844 kW, operando com e sem armazenamento de energia térmica (TES) baseado em material de mudança de fase (PCM). A análise foi realizada para as condições climáticas das cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, por meio de modelagem matemática validada experimentalmente. Os resultados energéticos indicaram que o consumo anual do sistema sem PCM foi de 228,92 MWh em Belo Horizonte, 227,96 MWh em Brasília e 238,09 MWh em Teresina. Com a incorporação do PCM, os consumos passaram para 229,21 MWh, 228,19 MWh e 238,94 MWh, respectivamente, representando acréscimos percentuais de 0,13 %, 0,10 % e 0,36 %. A análise ambiental, baseada no indicador TEWI, apresentou comportamento coerente com o consumo energético, registrando aumentos de 398,69 para 399,07 tCO₂ em Belo Horizonte, de 397,39 para 397,71 tCO₂ em Brasília e de 410,94 para 412,08 tCO₂ em Teresina, correspondendo a variações entre 0,08 % e 0,28 %. Sob a perspectiva econômica, observou-se economia anual de R\$ 5.706,67 em Brasília e R\$ 41.394,55 em Teresina, atribuída ao deslocamento da carga térmica para períodos tarifários mais vantajosos. Contudo, os tempos de retorno do investimento foram estimados em 514,35 anos e 71 anos, respectivamente, indicando inviabilidade financeira nas condições avaliadas. Conclui-se que o armazenamento térmico com PCM promoveu deslocamento de carga e redução pontual da potência instantânea, mas não resultou em melhoria do desempenho energético ou ambiental anual, tampouco apresentou viabilidade econômica para os cenários analisados.

Palavras-chave: Ar-condicionado; Armazenamento de energia térmica; PCM; Chiller.

ABSTRACT

The use of air conditioning systems in tropical climate regions requires high levels of electricity consumption, mainly due to the elevated thermal loads throughout the year. At the same time, global economic growth and the intensification of climate change have significantly increased the demand for refrigeration and air conditioning in commercial and industrial buildings. In this context, this study evaluated the performance of an air conditioning system with an installed capacity of 844 kW, operating with and without Thermal Energy Storage (TES) based on Phase Change Material (PCM). The analysis was carried out for the climatic conditions of the cities of Belo Horizonte, Brasília, and Teresina, using a mathematically developed model validated through experimental data. The energy results indicated that the annual electricity consumption of the system without PCM was 228.92 MWh in Belo Horizonte, 227.96 MWh in Brasília, and 238.09 MWh in Teresina. With the integration of PCM, the consumption values increased to 229.21 MWh, 228.19 MWh, and 238.94 MWh, respectively, representing percentage increases of 0.13%, 0.10%, and 0.36%. The environmental assessment, based on the TEWI indicator, showed behavior consistent with the energy consumption results, with emissions increasing from 398.69 to 399.07 tCO₂ in Belo Horizonte, from 397.39 to 397.71 tCO₂ in Brasília, and from 410.94 to 412.08 tCO₂ in Teresina, corresponding to variations between 0.08% and 0.28%. From an economic perspective, annual savings of R\$ 5,706.67 in Brasília and R\$ 41,394.55 in Teresina were observed, attributed to the shifting of thermal load to more favorable tariff periods. However, the payback periods were estimated at 514.35 years and 71 years, respectively, indicating financial infeasibility under the evaluated conditions. It is concluded that PCM-based thermal energy storage enabled load shifting and localized reduction of instantaneous power demand, but did not result in improvements in annual energy or environmental performance, nor did it demonstrate economic feasibility for the analyzed scenarios.

Keywords: Air conditioning; Thermal energy storage; PCM; Chiller.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - ESQUEMA DE COMPRESSÃO DE ESTÁGIO ÚNICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.	18
FIGURA 2 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO AR-CONDICIONADO INTEGRADO.....	23
FIGURA 3 – MODELO DE AR-CONDICIONADO	24
FIGURA 4 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO APARATO EXPERIMENTAL.....	25
FIGURA 5 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE FLUXO DE BLOCOS.....	26
FIGURA 6 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO DISPOSITIVO EXPERIMENTAL TES	27
FIGURA 7 - FLUXOGRAMA ESQUEMÁTICO DO DISPOSITIVO EXISTENTE	32
FIGURA 8 - DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	34
FIGURA 9 - DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	34
FIGURA 10 - DISPOSITIVO ADAPTADO COM PCM	37
FIGURA 11 - ESQUEMA DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA E SAÍDA DO MODELO COM ARMAZENAMENTO	52
FIGURA 12 - VALORES DAS MÉDIAS MENSIS PARA A TEMPERATURA E UMIDADE DE BELO HORIZONTE.....	53
FIGURA 13 - VALORES DAS MÉDIAS MENSIS PARA A TEMPERATURA E UMIDADE DE BRASÍLIA	53
FIGURA 14 - VALORES DAS MÉDIAS MENSIS PARA A TEMPERATURA E UMIDADE DA CIDADE DE TERESINA	54
FIGURA 15 - CONSUMO ANUAL DE ENERGIA PARA BELO HORIZONTE	55
FIGURA 16 - CONSUMO ANUAL DE ENERGIA PARA BRASÍLIA	55
FIGURA 17 - CONSUMO ANUAL DE ENERGIA PARA TERESINA.....	55
FIGURA 18 - VALORES DO CONSUMO DE ENERGIA MÉDIO DIÁRIO DE BELO HORIZONTE.....	57
FIGURA 19 - VALORES DO CONSUMO DE ENERGIA MÉDIO DIÁRIO DE BRASÍLIA.....	58
FIGURA 20 - VALORES DO CONSUMO DE ENERGIA MÉDIO DIÁRIO DE TERESINA.	58
FIGURA 21 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA DIÁRIA POR HORA DA PLANTA DE BELO HORIZONTE (MARÇO).	60
FIGURA 22 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA DIÁRIA POR HORA DA PLANTA DE BRASÍLIA (MARÇO).	60
FIGURA 23 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA DIÁRIA POR HORA DA PLANTA DE TERESINA (MARÇO).	60
FIGURA 24 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA POR HORA NA PLANTA DE BELO HORIZONTE (JULHO).	61
FIGURA 25 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA POR HORA NA PLANTA DE BRASÍLIA (JULHO).	62
FIGURA 26 - VALORES DA POTÊNCIA MÉDIA POR HORA NA PLANTA DE TERESINA (JULHO).	62
FIGURA 27 - CONSUMO DE POTÊNCIA INSTANTÂNEO, VALOR MÉDIO MENSAL, NO COMPRESSOR NA CIDADE DE BELO HORIZONTE	63
FIGURA 28 - CONSUMO DE POTÊNCIA INSTANTÂNEO, VALOR MÉDIO MENSAL, NO COMPRESSOR NA CIDADE DE BRASÍLIA	64
FIGURA 29 - CONSUMO DE POTÊNCIA INSTANTÂNEO, VALOR MÉDIO MENSAL, NO COMPRESSOR NA CIDADE DE TERESINA.....	65
FIGURA 30 - POTÊNCIA MÉDIA MENSAL DA BOMBA DE ÁGUA GELADA NA CIDADE DE BELO HORIZONTE.....	66
FIGURA 31 - POTÊNCIA MÉDIA MENSAL DA BOMBA DE ÁGUA GELADA NA CIDADE DE BRASÍLIA.	66
FIGURA 32 - POTÊNCIA MÉDIA MENSAL DA BOMBA DE ÁGUA GELADA NA CIDADE DE TERESINA. ...	66
FIGURA 33 - VARIAÇÃO DO COP MÉDIO HORÁRIO PARA BELO HORIZONTE NO MÊS DE MARÇO....	68
FIGURA 34 - VARIAÇÃO DO COP MÉDIO HORÁRIO PARA BRASÍLIA NO MÊS DE MARÇO.....	68
FIGURA 35 - VARIAÇÃO DO COP MÉDIO HORÁRIO PARA TERESINA NO MÊS DE MARÇO	68
FIGURA 36 - VARIAÇÃO DA QUANTIDADE MÉDIA DE CALOR AO LONGO DO DIA.	70
FIGURA 37 - VARIAÇÃO DA FRAÇÃO DE SOLIDIFICAÇÃO PARA O PCM	71

FIGURA 38 - VALORES ANUAIS DO TEWI PARA A CIDADE DE BELO HORIZONTE	72
FIGURA 39 - VALORES ANUAIS DO TEWI PARA A CIDADE DE BRASÍLIA	73
FIGURA 40 - VALORES ANUAIS DO TEWI PARA A CIDADE DE TERESINA.....	73
FIGURA 41 - VALORES ANUAIS PARA O CONSUMO DE ENERGIA EM BELO HORIZONTE	76
FIGURA 42 - VALORES ANUAIS PARA O CONSUMO DE ENERGIA EM BRASÍLIA	76
FIGURA 43 - VALORES ANUAIS PARA O CONSUMO DE ENERGIA EM TERESINA.....	77
FIGURA 44 - VALORES DE ECONOMIA DE ENERGIA POR ANO	77
FIGURA 45 - VALORES DE <i>PAYBACK</i>	78

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – ESTUDOS SOBRE TES FOCADOS EM SISTEMA DE AR-CONDICIONADO.....	28
TABELA 2 – DADOS GERAIS DE ENTRADA.....	33
TABELA 3 – PARÂMETROS MENSURADOS	35
TABELA 4 – DADOS DE ENTRADA	46
TABELA 5 – DADOS DE ENTRADA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO	47
TABELA 6 – DADOS DE ENTRADA PARA OS CÁLCULOS FINANCEIROS	49
TABELA 7 – DADOS DE COMPOSIÇÃO DO TEWI DA CIDADE DE BELO HORIZONTE	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CAPEX	Capital Expenditure
COP	Coeficiente de Desempenho
CO ₂	Dioxido de carbono
GWP	Potencial de impacto ambiental fluido refrigerante
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
IEA	International Energy Agency
NBR	Norma Brasileira
PCM	Materiais de Mudança de Fase
TES	Sistemas de armazenamento de energia térmica
TEWI	Impacto de aquecimento equivalente total

LISTA DE SÍMBOLOS

ΔH	Calor latente de mudança de fase ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
Δh_f	Perda de carga distribuída (m)
ΔT	Diferença de temperatura (K ou $^{\circ}\text{C}$)
A	Área de troca térmica (m^2)
C	Taxa de capacidade térmica
C_p	Calor específico a pressão constante ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)
D	Diâmetro
D_e	Diâmetro externo (m)
D_i	Diâmetro interno (m)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
E_p	Consumo anual de energia elétrica ($\text{kWh}\cdot\text{ano}^{-1}$)
f	Fator de atrito
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W/m}^2\text{K}$]
I	Corrente elétrica consumida [A]
i	Entalpia no ponto [J/kg]
k	Condutividade térmica [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$]
L	Comprimento total [m]
M	Número de meses em operação por ano
m	Massa (kg)
$\dot{m}$	Vazão mássica [Kg/s]
N	<i>Número de tubos do condensador</i>
NUT	<i>Número de unidades de transferência de calor</i>
Pr	<i>Número de Prandtl</i>
Q	<i>Quantidade de calor (kJ)</i>
$\dot{Q}$	<i>Taxa de transferência de calor (kW)</i>
R	<i>Razão ou resistência térmica</i>
Re	<i>Número de Reynolds</i>
T	<i>Temperatura ($^{\circ}\text{C}$ ou K)</i>

U	Coeficiente global de transferência de calor ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)
UA	Produto do coeficiente global pela área ($\text{W}\cdot\text{K}^{-1}$)
$\dot{V}$	Vazão volumétrica [m^3/s]
$\dot{W}$	Potência instantânea [W]
W_{total}	Potência total consumida pela planta [W]
α	Fração de recuperação de fluido refrigerante
β	Fator de emissão para produção de eletricidade [g/kWh].
ε	Efetividade do trocador de calor
η	Rendimento
ρ	Massa específica ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
μ	Viscosidade dinâmica ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivo Geral	16
1.2	Objetivos Específicos.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	Introdução à Refrigeração e Climatização	18
2.1.1	<i>Sistema de Expansão Indireta.....</i>	19
2.2	<i>Thermal Energy Storage (TES)</i>	19
2.3	Material de Mudança de Fase (PCM)	20
2.4	Sistema de Refrigeração e Ar-Condicionado com TES	21
3	METODOLOGIA.....	31
3.1	Dispositivo Existente Considerado	31
3.2	Modelo matemático dos Componentes do Sistemas de Refrigeração	34
3.2.1	<i>Modelagem de Compressor</i>	37
3.2.2	<i>Modelagem do condensador a água.....</i>	38
3.2.3	<i>Modelagem da Torre de Resfriamento.....</i>	41
3.2.4	<i>Bomba de água</i>	42
3.2.5	<i>Armazenamento em Material de Mudança de Fase (PCM)</i>	43
3.3	Avaliação Energética.....	43
3.4	Avaliação Ambiental.....	44
3.5	Simulação e Dados de entrada do modelo Matemático	46
3.6	Análise financeira	48
3.7	Estratégia de Simulação	50
3.7.1	<i>Simulação com Python.....</i>	50

4	RESULTADOS	53
4.1	Análise climática para as cidades brasileiras estudadas	53
4.2	Análise energética para simulação da operação dos sistemas com e sem PCM	54
4.2.1	<i>Análise da Energia elétrica consumida pela planta.....</i>	55
4.2.2	<i>Análise do consumo mensal de energia médio diário da planta</i> Erro! Indicador não definido.	
4.2.3	<i>Análise da potência média diária por hora na planta no mês de março</i>	59
4.2.4	<i>Análise da potência média diária por hora na planta no mês de julho</i>	61
4.2.5	<i>Análise da potência média mensal do compressor do sistema</i>	63
4.2.6	<i>Análise da potência média mensal da bomba de água gelada do sistema.....</i>	65
4.2.7	<i>Análise do COP médio diário da planta no mês de março.....</i>	67
4.2.8	<i>Análise da média da quantidade de calor no PCM ao longo do dia</i>	69
4.2.9	<i>Análise da fração de solidificação do PCM.....</i>	70
4.3	Análise ambiental para simulação da operação da planta com ou sem PCM	72
4.4	Análise financeira da simulação da operação dos sistemas com PCM e convencional sem PCM para o Brasil.....	75
4.4.1	<i>Análise do payback dos sistemas</i>	78
5	CONCLUSÃO	79
5.1	Sugestão para Trabalhos Futuros.....	80
	REFERÊNCIAS	81

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, a climatização desempenha um papel essencial na criação de ambientes confortáveis e na manutenção da qualidade do ar em ambientes residenciais, comerciais e industriais (Santos et al., 2025). Contudo, a eficiência e a sustentabilidade desses sistemas estão intrinsecamente ligadas à sua adequada operação, especialmente quando combinados com sistemas de armazenamento de energia térmica (Rocha et al., 2023c).

A crise climática tem se consolidado como uma das principais ameaças globais, exigindo ações urgentes e coordenadas para mitigar seus impactos. Durante a Conferência das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas (COP 28), reafirmou-se a meta de alcançar o pico das emissões globais de gases de efeito estufa até 2025, seguido de uma redução de 43% até 2030 e 60% até 2035, em relação aos níveis de 2019, com o objetivo de limitar o aquecimento global a 1,5°C (Brunelli et al., 2024).

No cenário de mitigação das mudanças climáticas, o setor energético destaca-se como um dos principais alvos para ações de curto prazo, dada sua significativa contribuição para as emissões globais. Nesse contexto, a transição para fontes de energia renováveis e o afastamento progressivo dos combustíveis fósseis tornam-se imperativos.

A União Europeia tem demonstrado liderança nesse processo ao estabelecer iniciativas como o “Pacote de Energia Limpa” e o “Fit for 55”, promovidos pela Comissão Europeia, que objetivam a neutralidade das emissões até 2050. Essas medidas buscam redefinir a economia e a sociedade sob um novo paradigma de sustentabilidade, no qual os cidadãos desempenham um papel ativo na transição energética. Nesse modelo, consumidores são incentivados a participar diretamente do mercado de energia, inclusive em formas agregadas, sendo encorajados a gerir seu consumo de maneira mais consciente e eficiente, promovendo seu empoderamento no contexto energético (Brunelli et al., 2024).

Uma das alternativas para o aumento da eficiência energética em sistemas de refrigeração é o uso de reservatórios de energia térmica. O armazenamento térmico pode ser realizado por meio de processos nos quais o frio é acumulado durante o período de carregamento e posteriormente utilizado no período de descarga, conforme a demanda do sistema. Durante o carregamento, a energia térmica pode ser armazenada em materiais de mudança de fase (PCM), sendo posteriormente liberada quando necessário (Li; Zheng, 2016).

A utilização de armazenamento de energia térmica em instalações industriais e residenciais está em constante crescimento, bem como o aumento do consumo de energia

elétrica (Li *et al.*, 2019a). A utilização do TES tem dois pontos principais. Em primeiro lugar, permite a racionalização da capacidade de fornecimento de energia, uma vez que o TES pode reduzir a procura nos horários de pico, uma vez que o frio poderia ser produzido durante a noite ou quando se têm condições ambientais mais favoráveis. O segundo ponto importante é o equilíbrio do consumo em situações em que há defasagem temporal entre a oferta e o consumo (Sarbu, 2014a). O frio pode ser armazenado devido às propriedades energéticas internas ou devido à mudança de fase do material armazenado no TES. O sistema pode ser aplicado para reduzir o consumo de energia, a carga fria é gerada e armazenada para horários de pico de consumo de energia.

Nesse contexto, este trabalho permite aprofundar o entendimento de sistemas de condicionamento de ar de grande porte operando com armazenamento de energia térmica. A metodologia adotada baseia-se em revisão da literatura, análises comparativas e modelagem teórica de parâmetros concentrados em regime permanente. Considera-se a modelagem matemática dos principais componentes do sistema como: compressor, condensador e torre de resfriamento, bem como de um reservatório de energia térmica com armazenamento em material de mudança de fase, aplicado a um sistema de ar-condicionado de expansão indireta. As análises são conduzidas para três cidades brasileiras, representativas de diferentes condições climáticas: Belo Horizonte, Brasília e Teresina.

1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é realizar a análise energética, ambiental e financeira de um sistema de condicionamento de ar de grande porte, operando com um reservatório de energia térmica com armazenamento em material com mudança de fase.

1.2 Objetivos Específicos

Os objetivos Específicos são:

- Desenvolver e validar o modelo de refrigeração para sistema de expansão indireta;
- Acoplar os modelos do sistema de refrigeração e reservatório de energia térmica com material de mudança de fase. Estabelecendo condições de simulação que possibilitem análise comparativa térmica para três cidades do Brasil, Belo Horizonte, Brasília e Teresina;

- Realizar a análise energética, ambiental e financeira comparando a operação da planta de refrigeração nas duas configurações propostas, com e sem o TES, para as três cidades do Brasil.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

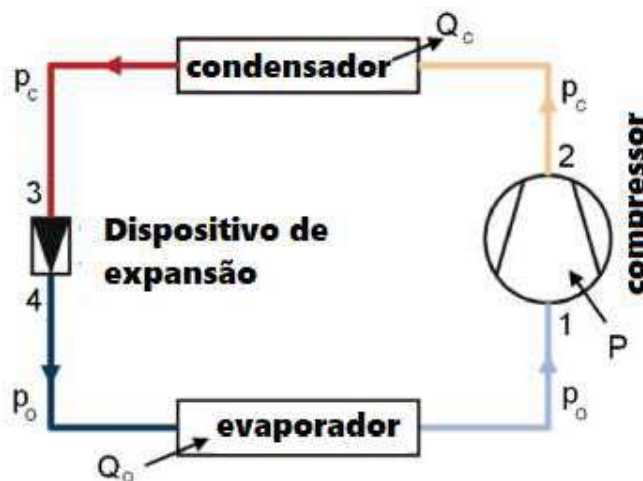
2.1 Introdução à Refrigeração e Climatização

Os princípios básicos de refrigeração e climatização são fundamentais para criar ambientes controlados termicamente, proporcionando conforto humano e preservando produtos sensíveis ao aumento de temperatura. Estes princípios envolvem a transferência de calor de um ambiente de menor temperatura para outro de maior temperatura, entre os sistemas de refrigeração os que operam segundo o ciclo de compressão de vapor são os mais utilizados. (DE PAULA et al., 2020).

O sistema de refrigeração por compressão de vapor desenvolve-se em quatro etapas clássicas: (i) compressão, na qual o refrigerante tem sua pressão e temperatura elevadas; (ii) condensação, processo em que o fluido rejeita calor ao meio externo, passando da fase vapor para a fase líquida; (iii) expansão, caracterizada pela redução de pressão por meio de um dispositivo de expansão; e (iv) evaporação, etapa na qual o refrigerante absorve calor do ambiente a ser resfriado, promovendo sua mudança da fase líquida para vapor (DUARTE et al., 2019).

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor, conforme ilustrado na Figura 1, são compostos por componentes essenciais, tais como compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão. Esses componentes desempenham papéis fundamentais no funcionamento do ciclo de refrigeração, o qual pode ser aplicado em diferentes sistemas térmicos, incluindo refrigeração industrial, comercial e sistemas de ar-condicionado.

Figura 1 - Esquema de compressão de estágio único de um sistema de refrigeração.



Fonte: (Sarbu, 2014b)

Em sistemas de condicionamento de ar operando em regime permanente e na ausência de armazenamento térmico, a potência térmica fornecida pelo sistema de refrigeração (ou aquecimento) é igual à carga térmica instantânea do ambiente condicionado. Nessa condição, toda a energia térmica retirada (ou adicionada) ao ambiente é imediatamente compensada pela operação do equipamento. Entretanto, quando há a presença de um sistema complementar de termoacumulação, essa equivalência não ocorre instantaneamente. O balanço energético passa a envolver a energia armazenada e posteriormente liberada pelo sistema, de modo que a igualdade entre a carga térmica e a potência do sistema se verifica apenas ao final de um período considerado (Rocha et al., 2023).

2.1.1 Sistema de Expansão Indireta

Os sistemas de expansão indireta são adequados para atender grandes cargas térmicas. Um sistema de refrigeração de água é utilizado para resfriar edifícios, processos industriais, equipamentos ou outras aplicações através do fornecimento de água gelada a locais onde a redução de temperatura é necessária. Esse sistema é comumente usado em sistemas de ar-condicionado central de grandes edifícios comerciais, hospitais, instalações industriais e outros espaços que requerem controle preciso da temperatura.

Os sistemas de água gelada são eficazes para a redução de temperatura em larga escala e podem ser adaptados para atender a diferentes demandas de resfriamento em diversos tipos de aplicações. Estes sistemas oferecem a vantagem de centralizar o processo de resfriamento, o que pode ser mais eficiente do que usar vários sistemas independentes para o mesmo fim.

2.2 Thermal Energy Storage (TES)

O armazenamento de energia térmica (Thermal Energy Storage – TES) consiste em um sistema no qual a energia térmica é armazenada para uso posterior. É possível que o armazenamento ocorra em algum tipo de material de mudança de fase (*Phase Change Material* - PCM), possibilitando o desacoplamento temporal entre a produção e a utilização da energia térmica, estratégia amplamente discutida na literatura como *load shifting*, com impactos diretos na redução da demanda elétrica nos horários de pico (Rocha et al., 2023). Resultados experimentais e numéricos indicam que essa abordagem pode aumentar a eficiência operacional de sistemas de climatização, especialmente quando associada ao uso de PCM, embora sua aplicação em sistemas de médio e grande porte ainda dependa de condições específicas de projeto e operação (Rocha et al., 2023).

As demandas de energia variam ao longo do dia, da semana e das estações. Nesse contexto, o TES permite o armazenamento de energia térmica por meio de processos como resfriamento, aquecimento, fusão e solidificação, tornando-a disponível quando necessário. Dessa forma, o TES possibilita o desacoplamento entre a produção e a utilização da energia térmica, permitindo seu armazenamento em períodos de menor demanda ou menor custo energético e sua utilização posterior conforme a necessidade do sistema (Rocha *et al.*, 2023).

O projeto de um TES pode ser determinada por vários fatores, alguns dos quais são a demanda e a disponibilidade de energia, o espaço disponível para armazenamento, a temperatura de armazenamento e o consumo de energia (Li *et al.*, 2019a).

Os principais tipos de TES são:

- TES sensível - compostos por materiais que armazenam energia mudando a temperatura do meio, que pode ser preenchido por água, pedras, areia, terra, entre outros;
- TES latente - os materiais de mudança de fase (PCM) são compostos capazes de armazenar energia térmica por meio da mudança de fase, como sistemas água/gelo, parafinas e outros materiais orgânicos e inorgânicos amplamente investigados na literatura. A característica de armazenamento está diretamente associada às propriedades termofísicas do material empregado (Akeiber *et al.*, 2016).

O armazenamento de energia térmica por calor latente apresenta-se como uma das alternativas mais eficientes em termos de densidade energética, quando comparado ao armazenamento por calor sensível, especialmente em aplicações com limitações de volume e faixa operacional de temperatura. Devido à entalpia associada à mudança de fase do material utilizado no TES, a quantidade de energia armazenada na forma de calor latente é, em geral, superior àquela obtida por meio do calor sensível para um mesmo volume de material (Rocha *et al.*, 2023).

Por exemplo, no caso da água, o calor latente de fusão é da ordem de 334 kJ/kg, enquanto o armazenamento por calor sensível para uma variação de temperatura de 10 °C corresponde a aproximadamente 42 kJ/kg, evidenciando a vantagem do armazenamento por mudança de fase (Akeiber *et al.*, 2016b).

2.3 Material de Mudança de Fase (PCM)

Materiais de mudança de fase (Phase Change Materials – PCM) são substâncias capazes de armazenar energia térmica na forma de calor latente durante o processo de mudança de fase (Akeiber *et al.*, 2016b). Esses materiais podem ser utilizados como

complemento a sistemas de aquecimento ou resfriamento, contribuindo para a redução do consumo de energia e dos custos operacionais.

Os PCMs de calor latente podem armazenar três a quatro vezes mais calor por volume em comparação com os sistemas de armazenamento de calor sensíveis (Li et al., 2019b). Por essa razão, são amplamente empregados em sistemas de armazenamento de energia térmica (TES). A maioria dos sistemas de armazenamento de energia térmica latente utiliza materiais de mudança de fase (PCM), cuja capacidade de armazenamento é determinada pelo calor latente de fusão do material (Socaciu, 2012).

Durante o processo de aquecimento, o PCM absorve energia térmica e sofre mudança de fase do estado sólido para o líquido, armazenando energia na forma de calor latente. Durante o resfriamento, o material retorna ao estado sólido, liberando a energia previamente armazenada. Esse processo ocorre a uma temperatura aproximadamente constante, característica que torna os PCMs especialmente atrativos para aplicações em climatização (Rocha et al., 2023b).

Em aplicações de refrigeração e ar-condicionado, os PCMs mais utilizados são aqueles com temperaturas de mudança de fase próximas à faixa de operação do sistema, tipicamente entre 0 °C e 15 °C, incluindo materiais como parafinas comerciais, soluções salinas hidratadas e misturas eutéticas específicas. A escolha do material adequado depende das condições operacionais do sistema, da faixa de temperatura desejada e dos requisitos de desempenho térmico (Rocha et al., 2023b).

Tabela 1 – Dados de entrada para os cálculos financeiros

Tipo de PCM	Faixa de Temperatura (°C)	Calor Latente (kJ/kg)	Vantagens	Desvantagens
Parafinas	5 – 15	150 – 250	Estável, não corrosivo	Baixa condutividade térmica
Sais hidratados	0 – 10	200 – 300	Alta densidade energética	Super-resfriamento, segregação
Eutéticos	Ajustável	150 – 280	Temperatura precisa	Custo mais elevado

Fonte: Adaptado de (Akeiber et al., 2016a; Li et al., 2019a; Rocha et al., 2023c)

2.4 Sistema de Refrigeração e Ar-Condicionado com TES

Diferentes pesquisas têm sido desenvolvidas para avaliar a aplicação de sistemas de armazenamento de energia térmica (TES) com materiais de mudança de fase (PCM) em

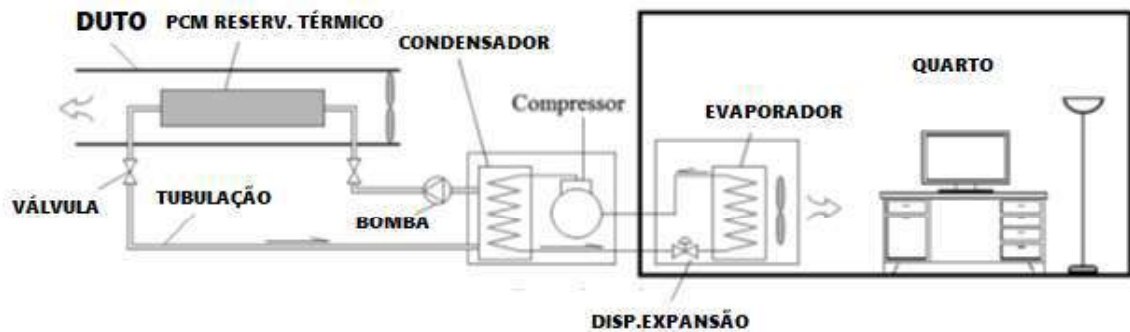
sistemas de ar-condicionado, com o objetivo de melhorar a eficiência energética e reduzir os picos de demanda elétrica. O TES pode ser implementado por diferentes mecanismos de armazenamento, incluindo calor sensível, calor latente e processos termoquímicos, sendo o uso de materiais de mudança de fase (PCM) uma das alternativas mais difundidas em aplicações de climatização. A incorporação do TES permite o armazenamento de energia térmica durante períodos de menor demanda ou menor custo energético, sendo posteriormente utilizada em períodos de maior carga térmica. Dessa forma, reduz-se a necessidade de operação do sistema de refrigeração nos horários de pico, tornando o perfil de consumo elétrico mais uniforme ao longo do dia e contribuindo para a diminuição da demanda máxima do sistema (ROCHA *et al.*, 2023).

Zhao e Tan (2015) propuseram a integração de um sistema TES do tipo casco e tubo ao lado do condensador de um sistema de ar-condicionado convencional, com o objetivo de armazenar o calor rejeitado durante o período de resfriamento diurno. Nesse arranjo, o TES não atua como um dissipador direto de calor, mas como um meio de armazenamento térmico, absorvendo energia na forma de calor latente durante o dia e liberando-a posteriormente, em geral no período noturno, quando as condições ambientais são mais favoráveis à rejeição de calor. Um diagrama esquemático do sistema proposto é apresentado na Figura 2. Durante o dia, o calor rejeitado pelo condensador é armazenado no PCM por meio do processo de mudança de fase. À noite, o calor armazenado é liberado para o ambiente externo, reduzindo a carga térmica instantânea sobre o sistema de rejeição de calor e contribuindo para a melhoria da eficiência global do ciclo. O TES casco e tubo usa dois meios diferentes (água e ar) como fluido de transferência de calor (HTF). Para o HTF, a água foi utilizada para o circuito de carga, enquanto o ar foi utilizado para o circuito de descarga.

No estudo, foi desenvolvido um modelo numérico para a unidade TES, considerando os efeitos da convecção natural no processo de fusão do PCM. A análise numérica avaliou a influência da temperatura de entrada do HTF, da vazão mássica e da geometria das aletas no desempenho do sistema. Os resultados indicaram que maiores valores de temperatura de entrada do HTF, vazão mássica e altura das aletas proporcionam aumento na taxa de carregamento e redução no tempo total de armazenamento.

Adicionalmente, a modelagem numérica foi utilizada para determinar a altura ótima das aletas, visando ao equilíbrio entre desempenho térmico e custo do sistema. Os resultados obtidos por Zhao e Tan (2015) indicam que o sistema apresenta coeficiente de desempenho (COP) superior a 0,5. Além disso, a substituição da torre de resfriamento convencional pelo sistema proposto em um sistema de ar-condicionado refrigerado a água resulta em um aumento do COP de aproximadamente 25,6%.

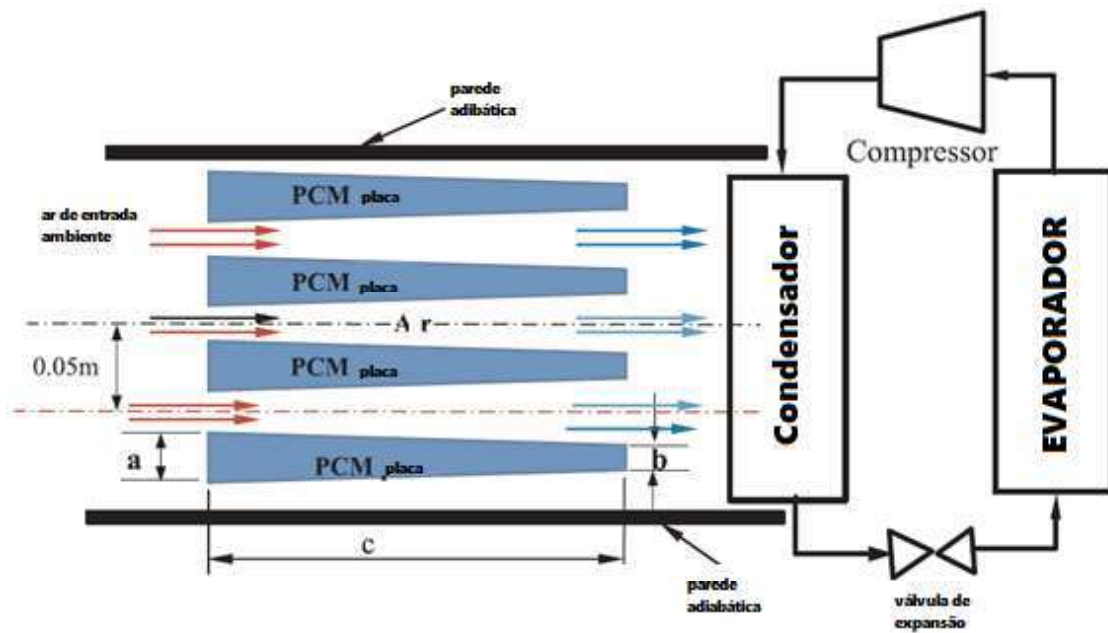
Figura 2 - Diagrama esquemático do ar-condicionado integrado



Fonte: (Zhao and Tan, 2015)

Said e Hassan (2018) apresentaram um estudo de implementação de uma nova técnica que utiliza um TES integrado a um sistema de ar-condicionado convencional para aumentar seu desempenho de refrigeração. Sua técnica é baseada na integração de placas TES para resfriar o ar fresco no condensador do aparelho de ar-condicionado conforme mostrado na Figura 3. O PCM dentro das placas armazena frio durante a noite, período de carga, para usar seu frio durante o dia para reduzir a temperatura do ar na entrada do condensador do aparelho de ar-condicionado, período de descarga. Os autores propuseram um modelo teórico transitório para o PCM com trocador de calor a ar e os resultados deste modelo matemático foram validados com dados experimentais. Este trabalho avaliou os efeitos das configurações das placas, da vazão e da temperatura do ar de entrada no processo de carga e descarga do TES, bem como no desempenho do sistema de ar-condicionado. O estudo concluiu que, para uma mesma área de seção transversal das placas, a diminuição da largura e o aumento do comprimento resultam em reduções nos tempos de fusão, resfriamento e solidificação, além de diminuir a temperatura do ar de saída. Além disso, o aumento da velocidade e da temperatura do ar de entrada nas placas de PCM eleva a temperatura do ar de saída. O coeficiente de desempenho da unidade de ar-condicionado, a potência útil de resfriamento das placas de material de mudança de fase e a economia de energia aumentam, mas o tempo de resfriamento diminui. Os resultados indicam que o desempenho pode ser melhorado em até 14%, dependendo das características geométricas (largura e comprimento) do sistema.

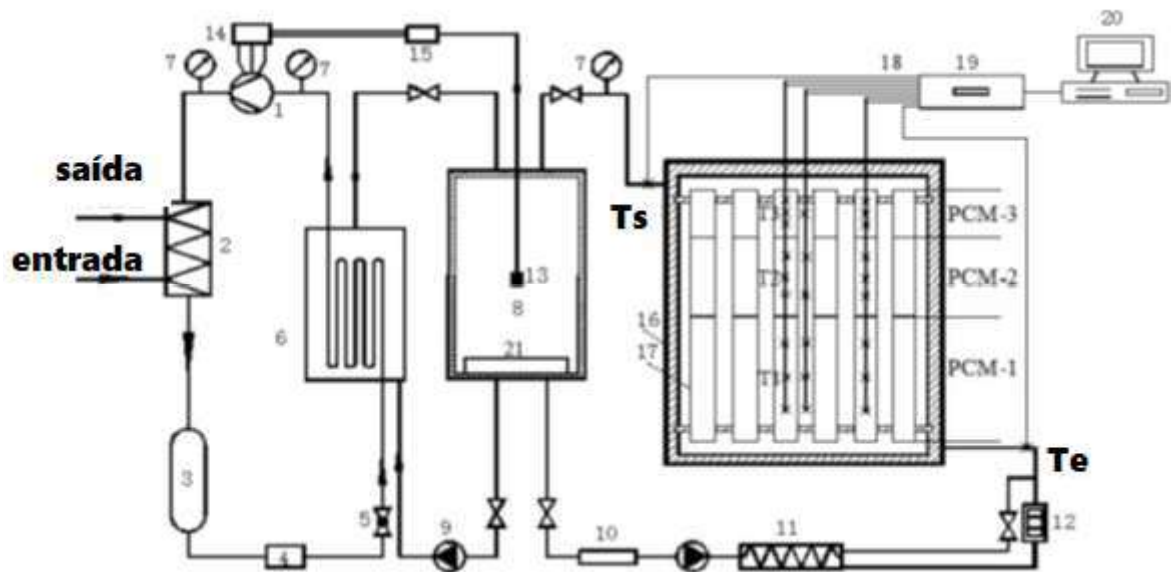
Figura 3 – Modelo de ar-condicionado



Fonte: Said e Hassan (2018)

Com o objetivo de melhorar o desempenho de sistemas TES (Li *et al.*, 2018), propuseram uma unidade de armazenamento de energia térmica baseada em múltiplos materiais de mudança de fase (PCMs) para aplicação em sistemas convencionais de ar-condicionado, conforme ilustrado na Figura 4. Foram utilizados três PCMs (PCM-1, PCM-2 e PCM-3), com temperaturas médias características do processo de mudança de fase, correspondentes ao pico de fusão, de 5,3 °C, 6,5 °C e 10 °C, respectivamente. O estudo avaliou a aplicação de PCMs com diferentes faixas de temperatura de mudança de fase, empregando a água como fluido de transferência de calor. Para a investigação do processo de carregamento térmico, foi desenvolvido um modelo numérico no ANSYS FLUENT e, para sua validação, um sistema experimental foi construído. A simulação indica um aumento de aproximadamente 32,22% na capacidade de armazenamento de energia térmica no sistema com múltiplos PCMs, em comparação a um sistema com um único PCM, além de uma redução no tempo de carregamento do TES

Figura 4 - Diagrama esquemático do aparato experimental



1 – Compressor; 2 – Condensador; 3 – Reservatório de líquido; 4 – Filtro secador; 5 – Válvula de expansão; 6 – Evaporador; 7 – Manômetro; 8 – Tanque de água; 9 – Bomba de água; 10 – Medidor de vazão; 11 – Aquecedor elétrico; 12 – Controlador de temperatura por SCR; 13 – Sensor de temperatura; 14 – Inversor de frequência; 15 – Controlador de temperatura; 16 – Tanque de armazenamento; 17 – Tubo de transferência de calor com PCM; 18 – Cabo de extensão para termopar; 19 – Sistema de aquisição de dados; 20 – Computador; 21 – Aquecedor elétrico.

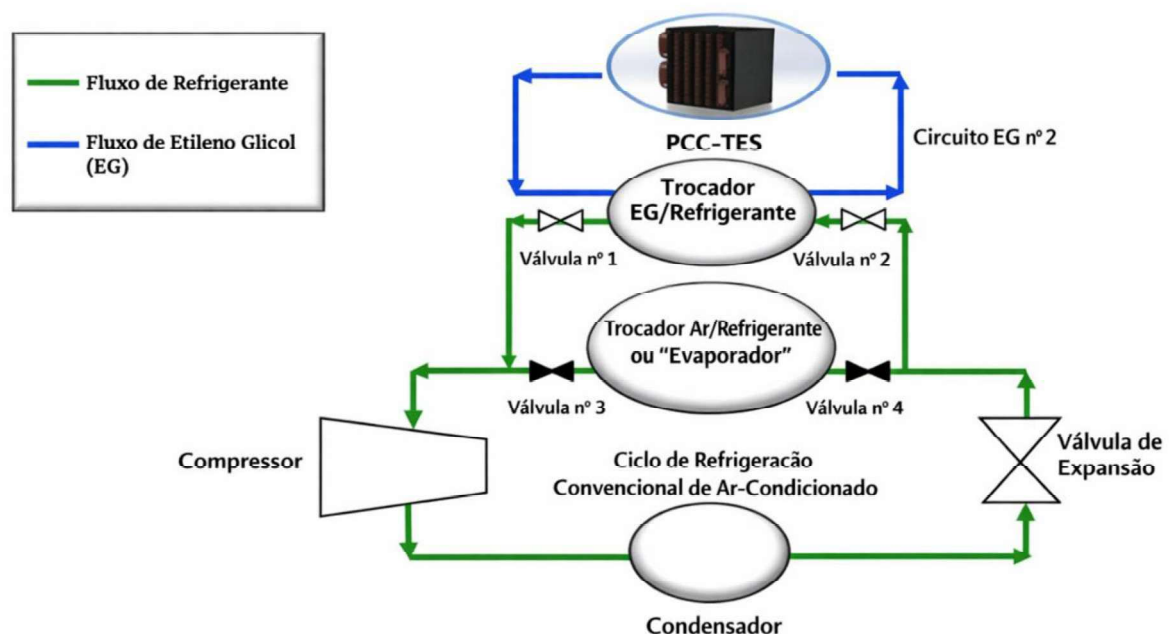
Fonte: Li *et al.* (2018)

Said e Hassan (2019) estudaram um TES acoplado a um sistema de ar-condicionado conforme mostrado na Figura 3. O TES é carregado durante a noite e a energia acumulada é utilizada durante o dia. O desempenho foi avaliado durante a carga e descarga do TES em diferentes temperaturas e velocidades do ar ambiente de entrada. O modelo matemático desenvolvido foi resolvido utilizando o software ANSYS Fluent. Os resultados demonstram que durante o processo de descarga, a temperatura do ar de saída das placas de PCM é reduzida com o aumento da temperatura e velocidade do ar de entrada. A taxa de fusão do PCM aumenta com o aumento da temperatura ambiente, diminuindo a largura da placa de PCM tem a vantagem de reduzir o tempo de solidificação, mas reduz a economia de energia em cerca de 10,5%.

Aljehani *et al.* (2020) apresentaram, em estudo teórico, uma análise numérica detalhada do regime transiente de transferência de calor em um sistema de armazenamento de energia térmica (TES) com material de mudança de fase (PCM), composto por parafina orgânica n-tetradecano ($C_{14}H_{30}$) e 22% de grafite expandido, utilizando etilenoglicol como fluido de transferência de calor. Os resultados numéricos foram validados com dados experimentais e apresentaram concordância satisfatória, representando com precisão o fenômeno de transferência de calor transiente.

Nesse arranjo apresentado na Figura 5, o circuito de etilenoglicol (EG) nº 1 é responsável pela transferência de calor entre o ar quente e o PCM durante o período de descarga, correspondente aos horários de pico de demanda. O circuito de etilenoglicol nº 2, por sua vez, realiza a troca térmica entre o refrigerante e o PCM durante o processo de carga do sistema, realizado no período noturno. Os resultados do modelo foram validados por meio de dados experimentais, apresentando desvios entre 4% e 9%, atribuídos principalmente às perdas de calor inerentes ao experimento real. Ainda assim, observou-se boa concordância entre os resultados teóricos e experimentais, indicando adequada capacidade preditiva do modelo proposto. O sistema PCC-TES proposto pode ser integrado a sistemas de ar-condicionado para atender de forma eficiente à demanda de resfriamento e reduzir emissões. Os autores indicam potencial para reduzir o tamanho do compressor em até 50%, dobrar o coeficiente de desempenho (COP) durante períodos intermediários e fora de ponta, diminuir o consumo de energia elétrica em 30% e reduzir as emissões de CO₂ em 30%, sem comprometer o desempenho global do sistema ou o nível de conforto da edificação.

Figura 5 - Diagrama esquemático de fluxo de blocos

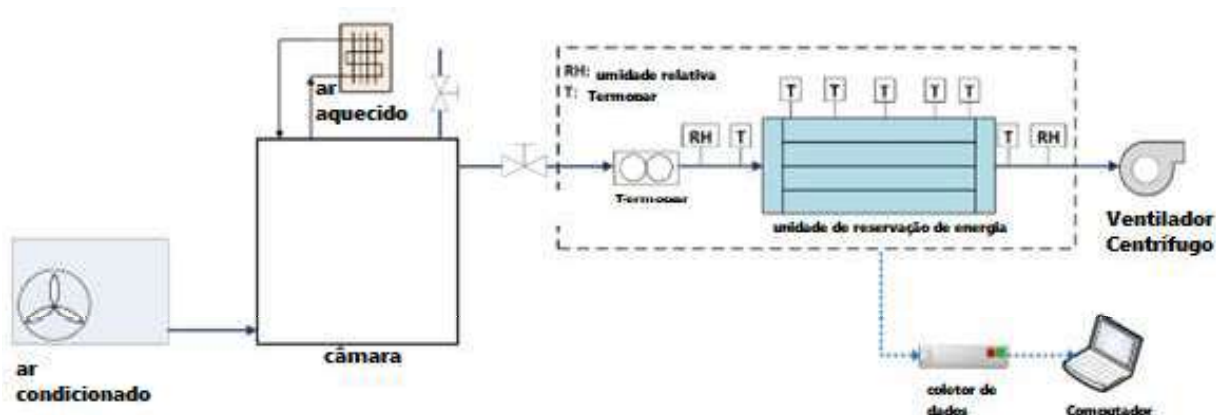


Fonte: (Aljehani et al., 2020)

Nie *et al.* (2020) desenvolveram um trabalho para melhorar o desempenho do sistema de ar-condicionado com TES conforme mostrado na Figura 8. Os autores procuraram

estratégias para superar as limitações de transferência de calor do ar e do PCM, para isso foram considerados dois métodos, no primeiro os autores estenderam as superfícies de transferência de calor e no segundo, foram adicionadas aletas no PCM e no lado do ar e bem como ocorreu a adição de materiais de aprimoramento de transferência de calor no PCM. As aletas nas superfícies apresentam-se mais eficazes do que adicionar partículas de material condutor térmico no PCM. A incorporação de aletas apresenta desempenho superior ao da adição de partículas condutoras no PCM. O uso de aletas promove melhoria no processo de carga e descarga térmica, sendo que as aletas laterais demonstraram maior eficiência quando comparadas às aletas internas ao PCM. Os resultados também indicaram que o aumento da condutividade térmica do PCM contribui para a intensificação da transferência de calor no interior do material.

Figura 6 - Diagrama esquemático do dispositivo experimental TES



Fonte: (Santos et al., 2024).

A análise dos trabalhos compilados na Tabela 2 indica que aproximadamente 60% dos estudos utilizaram parafinas como PCM, evidenciando a ampla adoção desses materiais em aplicações de armazenamento térmico. As parafinas empregadas são, em geral, misturas de hidrocarbonetos lineares (n-alcanos), formuladas para apresentar temperaturas de mudança de fase compatíveis com a faixa de operação de sistemas de climatização, destacando-se pela sua estabilidade química e confiabilidade ao longo de ciclos térmicos (AKEIBER *et al.*, 2016; LI *et al.*, 2019). A Tabela 2 também apresenta uma compilação dos principais estudos da literatura, incluindo o tipo de PCM empregado, fluido de transferência de calor, abordagem metodológica e condições de aplicação. Essa abordagem permite uma visão comparativa das diferentes soluções adotadas, sem desviar o foco principal do presente trabalho.

Tabela 2 – Estudos sobre TES focados em sistema de ar-condicionado

Autor	PCM's			HTF	Estudo Teórico ou Experimental	Local
	PCM	Temperatura de fusão (°C)				
Fang, Liu e Wu (2009)	Water	0	-	-	Experimental	-
Mettawee, Eid e Amin (2012)	Coconut Oil	22-24	20 % ethylene glycol by volume and water		Experimental	Egypt
Al-Abidi <i>et al.</i> (2013)	RT82	77-85	Water		Experimental	-
Fasl <i>et al.</i> (2014)	Water	0	R404A		Teórico	-
Moreno <i>et al.</i> (2014)	S10	10	Water		Experimental	Lleida (Spain)
Real <i>et al.</i> (2014)	S10	10				
	S27	27	-		Experimental	Madrid, (Spain)
Chaiyat (2015)	RT20	20-22	-		Experimental	Thailand
Osterman <i>et al.</i> (2015)	RT22HC	22	Air		Experimental	Ljubljana, (Slovenia)

Autor	PCM's			HTF	Estudo Teórico ou Experimental	Local
	PCM	Temperatura de fusão (°C)				
Zhao e Tan (2015)	RT22	19–23	Water and air	Experimental	Laramie (USA)	
Qv <i>et al.</i> (2015)	RT5HC	5–6	Water	Experimental	Shanghai (China)	
	Paraffin					
Xiao e Zhang (2015)	Paraffin composite 7 wt.					
	% EG	60-62	Water	Experimental	-	
	Paraffin composite 10 wt.					
Rahdar, Emamzadeh e Ataei (2016)	% EG					
	RT3HC	3	-	-	Ahwaz (Iran)	
Aljehani <i>et al.</i> (2018)	78% (C14H30) + 22% expanded graphite	4–6	Ethylene glycol	Experimental	-	
	HS-W1/HS- W2/Paraffin C15	4.2-5.3 / 6- 6.5 / 10	Water	Experimental	-	

Autor	PCM's			HTF	Estudo Teórico ou Experimental	Local
	PCM	Temperatura de fusão (°C)				
Said e Hassan (2018)	SP24E	24-25		Water	Experimental	-
Mousavi Ajarostaghi <i>et al.</i> (2019)	Ice	0		Ethylene glycol	Teórico	-
Said e Hassan (2019)	24 E/26 E/29 Eu	24-25 / 26-27 / 29-31		-	Experimental	-
Zheng <i>et al.</i> (2019)	-	04/out		-	Experimental	Chengdu (China)
Nie <i>et al.</i> (2020)	RT18HC	17-19		Air	Experimental	-
Aljehani, Nitsche e Al-Hallaj (2020)	78% (C14H30) +22% expanded graphite	4-6		Ethylene glycol	Teórico	-
Loem <i>et al.</i> (2020)	RT18HC	18		-	Experimental	-
Lin <i>et al.</i> (2021)	Paraffin wax	48		Water	Experimental	-

Fonte: Adaptado (Santos et al., 2025).

3 METODOLOGIA

3.1 Dispositivo Existente Considerado

O dispositivo existente considerado que foi utilizado para validação do modelo consiste em um sistema de produção e distribuição de água gelada com capacidade de resfriamento instalada de 844 kW, distribuída entre dois chillers (Chiller 1 e Chiller 2), cada um com capacidade de 422 kW. Cada chiller possui dois circuitos independentes (A e B), ambos equipados com um compressor de parafuso operando com o fluido refrigerante R22, um condensador do tipo casco e tubo e uma válvula de expansão eletrônica. Os dois circuitos compartilham um evaporador do tipo casco e tubo, conectando-os ao sistema. A planta de condensação é composta por três torres de resfriamento evaporativo em contracorrente, cada uma com capacidade de 450 kW. Este sistema é responsável pelo fornecimento de ar-condicionado a um edifício comercial de 5.500 m² localizado em Belo Horizonte, Brasil.

Na Figura 7 pode ser observada uma representação esquemática da planta de refrigeração, destacando as localizações dos sensores instalados para medição dos parâmetros investigados. Sensores de temperatura da água gelada (entrada e saída), bem como sensores de temperatura de condensação e evaporação do refrigerante, foram integrados ao sistema durante a fabricação dos chillers. Medidores de vazão volumétrica de água gelada e de condensação estavam incorporados à tubulação original. Instrumentos externos adicionais foram instalados na planta especificamente para os testes. O PCM indicado na Figura não está na instalação original, foi adicionado no intuito de apresentar o objeto de análise do presente trabalho. Na Figura 7, os instrumentos de medição são identificados por letras seguidas de numeração sequencial, onde T representa a temperatura, Va tensão elétrica, Ia corrente elétrica, RHa umidade relativa do ar e “F vazão volumétrica.

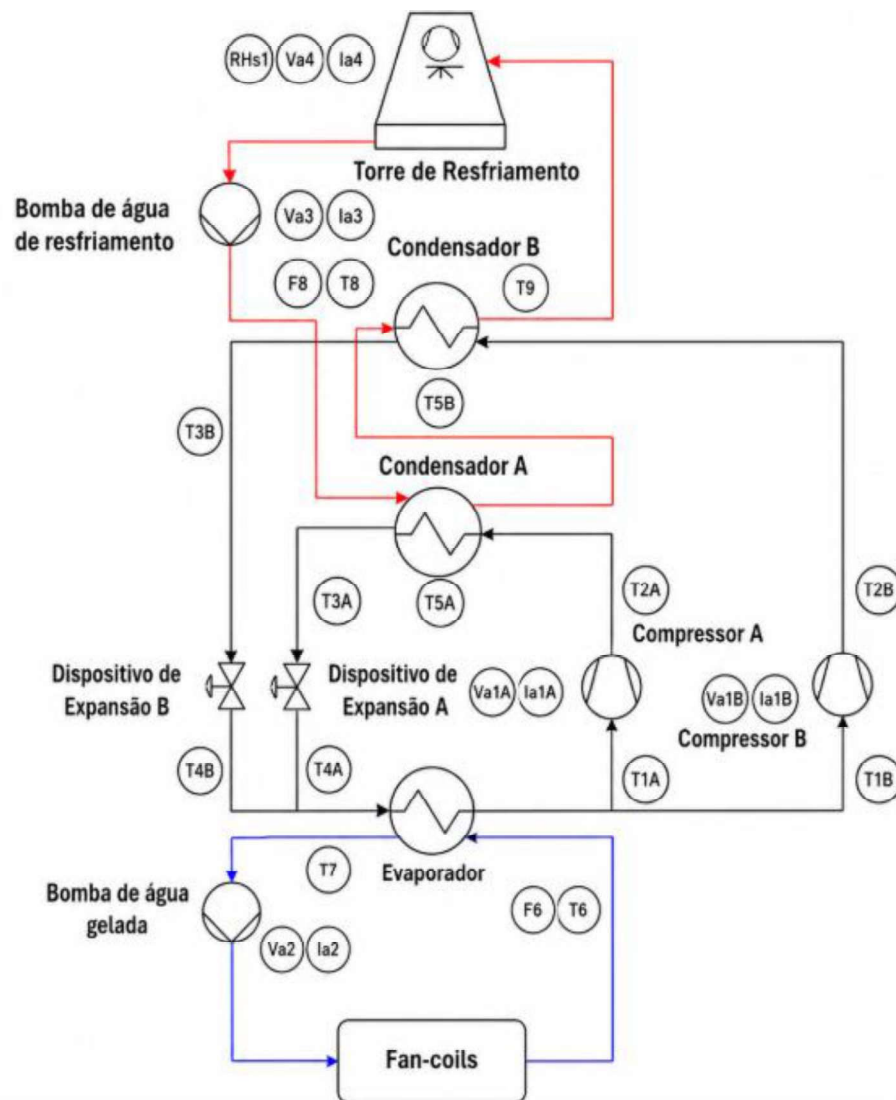
Os dados técnicos dos equipamentos estão apresentados na Tabela 2, enquanto as informações da instrumentação utilizada são descritas na Tabela 3. Antes do uso, todos os instrumentos foram calibrados em laboratório credenciado e certificados com rastreabilidade.

Os valores de pressão de condensação e evaporação do refrigerante foram calculados pelo software do controlador dos chillers, utilizando tabelas termodinâmicas baseadas na temperatura de condensação e evaporação do fluido refrigerante. Fotografias do dispositivo experimental em campo são apresentadas nas Figuras 8 e 9 que ilustram os componentes do sistema, com a letra “A” indicando o evaporador, “B1” e “B2” representando os compressores para os circuitos 1 e 2, respectivamente, e “C” denotando o condensador. Além disso, a Figura 9, representa o evaporador mais uma vez, “D” significando válvula de expansão eletrônica,

“E” indicando as bombas de água fria, “F” representando as bombas de água de condensação e “T” simbolizando a torre de resfriamento.

Os dados utilizados neste trabalho bem como uma discussão mais ampla sobre o dispositivo foram apresentados por Santos *et al.*, 2025, no estudo Análise de um sistema de resfriamento geotérmico aplicado em climas tropicais.

Figura 7 - Fluxograma esquemático do dispositivo existente



Fonte: Adaptado (Santos et al., 2025).

Tabela 3 – Dados gerais de entrada

CHILLER	
Modelo / Fabricante	RTWA 125 cooler/Trane
Refrigerante /carga	R22/ 32,5 kg (por compressor)
Capacidade de refrigeração	420 kW
Alimentação elétrica	3 Fases - 220 V - 60 Hz
COMPRESSOR	
Modelo/ Quantidade	CHHN060G0069A /02 unidades
Potência elétrica / Fator de Potência	60 kW/ 0,83
Capacidade volumétrica / Rotação	265 m³/h /3600 rpm
EVAPORADOR	
Tipo	Casco e tubo Refrigerante em tubos e água em costado
Material /Número de tubos	Cobre / 80
Diâmetro interno do tubo / espessura da parede / comprimento	19 mm / 1 mm / 2,5 m
Dimensões principais	2,3 x 0,27 m
CONDENSADOR	
Tipo	Costado e tubo Refrigerante no costado e água na tubulação
Material /Número de tubos	Cobre / 236
Diâmetro interno do tubo / espessura da parede / comprimento	19 mm/ 1 mm/2.5 m
Dimensões principais	3,2 x 0,4 m
VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA	
Modelo / Fabricante	SEHI 100 /Sporlan-Parker
Conexão de entrada / saída	1 1/8" / 1 3/8"
TORRE DE RESFRIAMENTO	
Modelo / Fabricante	INS-425/5/7 / Alfaterm
Capacidade / Vazão volumétrica	128 TR/ 91 m³ / h
Perda por evaporação/perda por arrasto	0.88%/0.01%
Perda de Carga	3 mH ₂ O
Tipo de ventilador	Centrifugo /7,5 cv
BOMBA DE CONDENSADO	
Modelo / Fabricante	D1020/Worthington
Principais Características	25 mH ₂ O /91 m³/h / 12,5 cv
BOMBA DE ÁGUA GELADA	
Principais Características	25 mH ₂ O /65 m³/h / 25 cv

Fonte: (Santos *et al.*, 2025).

Figura 8 - Dispositivo Experimental



Fonte: (Santos *et al.*, 2025).

Figura 9 - Dispositivo Experimental



Fonte: (Santos *et al.*, 2025).

3.2 Modelo matemático dos Componentes do Sistemas de Refrigeração

O modelo matemático adotado foi previamente apresentado e validado experimentalmente por Santos *et al.* (2025), sendo seus resultados utilizados como base para o desenvolvimento do presente estudo.

Tabela 4 – Parâmetros mensurados

Parâmetro mensurado	Tipo (Fabricante)	Faixa de Operação	Resolução	Incerteza expandida
Temp. interna da água no condensador	PT 100 (Trane)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Temp. externa da água no condensador	PT 100 (Trane)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Temp. interna da água no evaporador	PT 100 (Trane)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Temp. externa da água no evaporador	PT 100 (Trane)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Vazão volumétrica de água gelada	Sensor Ultrasonico (Vega)	0 to 1000 m³.h ⁻¹	1 m³.h ⁻¹	±1 m³.h ⁻¹
Vazão volumétrica de água de condensado	Sensor Ultrasonico (Vega)	0 to 1000 m³.h ⁻¹	1 m³.h ⁻¹	±5 m³.h ⁻¹
Temperatura de condensação	PT 100 (Trane)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Temperatura de descarga do compressor	PT 100 (EOS)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Temperatura de sucção do compressor	PT 100 (EOS)	–10 to 120 °C	0,5 °C	±1,0 °C
Corrente elétrica do compressor	Alicate amperímetro (Minipa)	0 to 300 A	1 A	±6,4 A
Corrente elétrica de condensação central	Alicate amperímetro (Minipa)	0 to 300 A	1 A	±6,4 A
Temperatura ambiente	PT 100 (Akso)	–10 to 120 °C	0,1 °C	±1,0 °C
Umidade relativa	Sensor Resistivo (Akso)	5 to 100%	1%	±4,3%

Fonte: (Santos et al., 2025).

As seguintes premissas foram adotadas ao desenvolver o modelo:

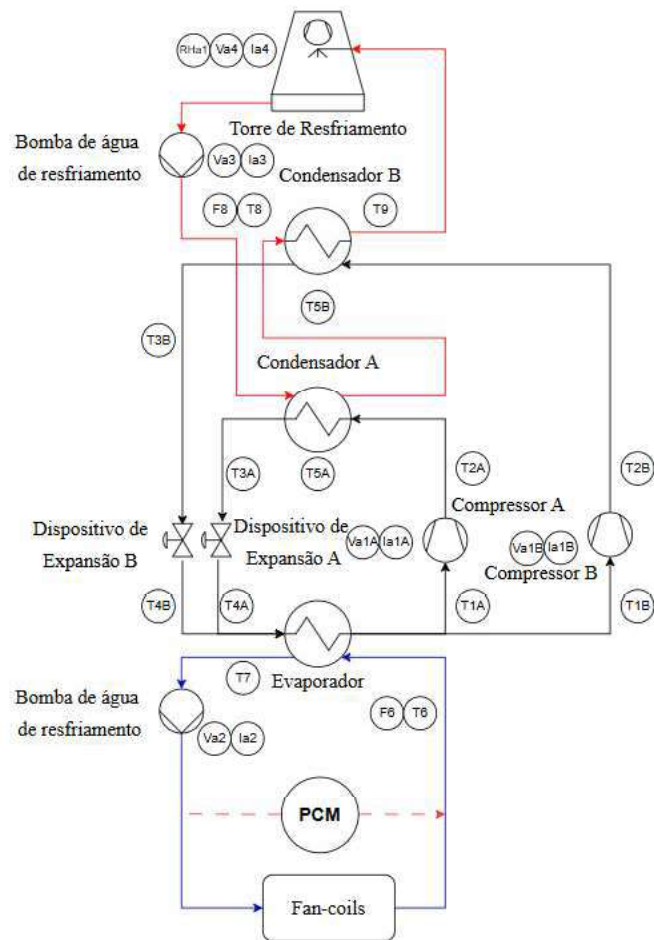
- Processo em regime permanente;
- A transferência de calor e a perda de pressão entre os equipamentos não serão consideradas.

Foi utilizada a biblioteca de propriedades termodinâmicas Cool Prop (Bell *et al.*, 2014) usando linguagem de programação Python, para o cálculo das propriedades termodinâmicas da água, do fluido refrigerante e do ar atmosférico.

Para o evaporador, adotou-se a simplificação de considerar a carga térmica constante, uma vez que a análise foi desenvolvida em regime permanente e direcionada principalmente à avaliação do comportamento do condensador. A modelagem do evaporador foi realizada por meio de balanços de energia e da aplicação do método $NUT-\epsilon$, dispensando a representação detalhada do acoplamento com o sistema de climatização. Destaca-se que a consideração de cargas térmicas variáveis demandaria a integração do modelo com simulações dinâmicas de edificações, o que extrapola os objetivos e o escopo deste trabalho. Assim, a abordagem adotada contribui para a redução da complexidade computacional do modelo, sem comprometer a coerência física e a confiabilidade dos resultados obtidos.

Para o dispositivo de expansão, a modelagem foi conduzida em regime permanente, admitindo-se a válvula de expansão como um dispositivo isoentálpico, conforme procedimento clássico amplamente empregado na literatura de sistemas de refrigeração. Nessas condições, a válvula atua no controle do grau de superaquecimento, considerado constante nas premissas do modelo. Dessa forma, em regime permanente, a vazão mássica do ciclo é determinada pelo compressor, enquanto a válvula de expansão é responsável apenas pelo ajuste das condições de entrada do evaporador, sem interferir na continuidade da vazão ao longo do sistema.

Figura 10 - Dispositivo Adaptado com PCM



Fonte: Adaptado (Santos et al., 2025).

3.2.1 Modelagem de Compressor

Para a modelagem matemática do compressor, foram adotadas as seguintes premissas:

- O chiller analisado é composto por dois compressores que operam com um evaporador e um condensador dedicado para cada linha. Para fins de cálculo, utilizaram-se os valores médios dos parâmetros medidos em campo referentes aos dois circuitos frigoríficos;
- A eficiência isentrópica dos compressores foi assumida constante e igual a 85%;

O chiller avaliado neste estudo dispõe de uma válvula de recirculação na linha de descarga do compressor, utilizada como mecanismo de controle da carga térmica do sistema. Esse arranjo permite que uma fração do fluido refrigerante comprimido seja recirculada diretamente para a sucção, sem passar pelos trocadores de calor.

Dessa forma, distinguem-se duas vazões mássicas: a vazão que percorre os trocadores de calor ($\dot{m}_r$) e a vazão imposta pelo compressor ($\dot{m}_{r1}$). A vazão de fluido refrigerante que atravessa o evaporador foi determinada a partir do balanço de energia aplicado a esse componente.

A vazão mássica imposta pelo compressor é calculada pela Equação (1), na qual ($\dot{m}_{r1}$) representa a vazão mássica fornecida pelo compressor [kg/s], ρ_1 corresponde à massa específica do fluido refrigerante na condição de sucção do compressor [kg/m³], N é a rotação do compressor [rps], Vc representa o deslocamento volumétrico [m³] e η_v é o rendimento volumétrico do compressor.

$$\dot{m}_{r1} = \rho_1 \cdot N \cdot V_c \cdot \eta_v \quad (1)$$

A potência elétrica consumida pelos compressores do chiller é então determinada por meio do modelo matemático expresso na Equação (2). Nessa equação, W_{cc} corresponde à potência elétrica consumida [W], i_2 e i_1 representam, respectivamente, as entalpias do fluido refrigerante na descarga e na sucção do compressor [J/kg], e η_g é o rendimento global do compressor.

$$W_{CC} = \frac{\dot{m}_{r1} \cdot (i_2 - i_1)}{\eta_g} \quad (2)$$

3.2.2 Modelagem do condensador a água

A modelagem do condensador considerou explicitamente as regiões de desuperaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante, sendo adotada uma abordagem de parâmetros concentrados para a representação matemática do equipamento.

Para a determinação dos coeficientes de transferência de calor em regime de escoamento monofásico, tanto do lado do fluido refrigerante quanto do lado da água, foi empregada a correlação proposta por Gnielinski (V. Gnielinski, 1976), conforme apresentada na Equação (3). Já para o cálculo do coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento bifásico, utilizou-se a correlação desenvolvida por Butterworth e Hewitt (S.Kakaç, 2002), representada pelas Equações (4), (5) e (6).

$$h_{cond} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(R_e - 1000)P_r}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (P_r^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3)$$

Onde h_{cond} é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento monofásico [W/m²K], f é o fator de atrito da correlação de Gnielinski (1976), usado para calcular o coeficiente convectivo em escoamento turbulento interno, R_e é o número de Reynolds, D_h é o diâmetro hidráulico [m], P_r é o número de Prandtl.

$$h_N = \left[\frac{1}{2} h_{sh}^2 + \left(\frac{1}{4} h_{sh}^4 + h_1^4 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left[N^{\frac{5}{6}} - (N - 1)^{\frac{5}{6}} \right] \quad (4)$$

$$h_{sh} = 0,59 \frac{k_w}{D_h} R_e^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$h_1 = 0,728 \cdot \left(\frac{K_L}{D_h} \right) \cdot \left[\frac{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_V) \cdot g \cdot i_{VL} \cdot D_h^3}{\mu_L \cdot (T_{sat} - T_p) \cdot k_L} \right]^{1/4} \quad (6)$$

Onde h_N é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento bifásico [W/(m²K)], N é o número de tubos do condensador, K_L é a condutividade térmica do líquido [W/(m²K)], D_h é o diâmetro hidráulico [m], ρ_L e ρ_V são as massas específicas do líquido e do vapor [kg/m³], respectivamente. A aceleração da gravidade [m/s²] é indicada por g , i_{VL} é a entalpia de vaporização do fluido refrigerante [J/kg], μ_L é a viscosidade dinâmica do líquido [N.s/m²].

A verificação das correlações adotadas foi realizada com base nas características construtivas do condensador, fornecidas pelo fabricante, bem como nos dados experimentais obtidos durante os ensaios realizados na planta.

Para a modelagem do condensador, foram assumidas as seguintes hipóteses:

- Operação em regime permanente;
- Vazão mássica da água constante ao longo de todo o condensador;
- Despreza-se das perdas de água no equipamento;
- Coeficiente global de transferência de calor obtido pela média dos coeficientes globais de transferência de calor em cada uma das 3 zonas (desuperaquecimento, condensação e subresfriamento) considerado uniforme ao longo do condensador.

Adicionalmente, foram negligenciadas as perdas de calor através das paredes do condensador.

A vazão mássica do fluido foi determinada a partir da vazão volumétrica medida experimentalmente, utilizando a relação fundamental entre vazão mássica e vazão volumétrica:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (7)$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica [kg/s], $\dot{V}$ é a vazão volumétrica [m³/s], ρ é a massa específica [m³/kg].

A taxa de transferência de calor no condensador é obtida pela Equação 8. Nela, $\dot{m}_{WC}$ é a vazão mássica de água no condensador [kg/s], $\dot{m}_r$ é a vazão mássica de fluido refrigerante [kg/s], $C_{P,WC}$ é o calor específico da água a pressão constante na temperatura média de entrada e saída da água do condensador [J/(kg.K)], ΔT_{WC} é a variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do condensador [K] e Δi_c é a diferença de entalpia no condensador [J/kg] do lado do fluido refrigerante.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{WC} \cdot C_{P,WC} \cdot \Delta T_{WC} = \dot{m}_r \cdot \Delta i_c \quad (8)$$

O cálculo da taxa de transferência de calor no condensador $\dot{Q}_{max}$ foi obtido por meio da Equação 9, onde C_{min} é a taxa de capacidade de calor mínima no condensador [W/K], T_6 e T_{wec} são a temperatura [K] de entrada do fluido refrigerante e da água no condensador, respectivamente. O cálculo do coeficiente global de transferência de calor e área UA foi obtida pela Equação 10, onde A_{rc} é área de contato do fluido refrigerante nos tubos [m²], A_w é área de contato da água nos tubos [m²], D_e e D_i , são os diâmetros externo e interno dos tubos [m], k_c é a condutividade térmica do material dos tubos [W/m.K] e L_{tc} é o comprimento total dos tubos. O cálculo do valor do número de unidades de transferência de calor (NUT) por sua vez foi obtido pela Equação 11.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_6 - T_{wec}) \quad (9)$$

$$UA = \left| \left(\frac{1}{h_{cond} \cdot A_{rc}} \right) + \frac{\log(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot L_{tc}} + \left(\frac{1}{h_w \cdot A_w} \right) \right| \quad (10)$$

$$NUT \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (11)$$

A efetividade de troca de calor no condensador ε_a e ε_b foi calculada por duas formas que estão representadas nas Equações 12 e 13.

$$\varepsilon_a = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{max}} \quad (12)$$

$$\varepsilon_b = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \cdot \frac{1 + \exp[-(NTU) \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 + \exp[-(NTU) \cdot (1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1} \quad (13)$$

A taxa de capacidade térmica de cada fluido é definida como:

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (14)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s) e C_p é o calor específico a pressão constante (J/kg·K).

A razão entre as capacidades térmicas dos fluidos no condensador é dada por:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (15)$$

sendo C_{min} e C_{max} as menores e maiores taxas de capacidade térmica entre os dois fluidos envolvidos no processo de troca térmica. O parâmetro C_r é adimensional.

3.2.3 Modelagem da Torre de Resfriamento

O modelo da torre de resfriamento foi desenvolvido a partir da aplicação dos balanços de massa e energia ao volume de controle correspondente ao equipamento. Para esse fim, foram determinados os valores das entalpias do ar na entrada e na saída da torre, bem como as entalpias da água nas condições de entrada e saída. Adicionalmente, considerou-se a entalpia da água de reposição e os parâmetros psicrométricos do ar ambiente medidos durante a realização dos ensaios experimentais.

A modelagem da torre de resfriamento baseou-se nas seguintes hipóteses:

- Vazão mássica de água constante ao longo da torre;
- Desprezo das perdas de água associadas ao arraste;
- Umidade relativa do ar na entrada e na saída da torre fixadas em 60% e 90%, respectivamente, valores definidos a partir da média dos dados experimentais;
- Temperatura da água de reposição adotada como 25 °C, correspondente à média observada nos testes;
- Coeficiente global de transferência de calor considerado constante ao longo da torre;
- Desconsideração das perdas térmicas através das paredes da torre.

A entalpia da água na saída da torre de resfriamento foi então determinada por meio da Equação (16).

$$i_{2w} = \frac{(\dot{m}_w \cdot i_{1w}) - \dot{m}_{ar}(i_{2ar} - i_{1ar}) + (\dot{m}_{3w} \cdot i_{3w})}{\dot{m}_w} \quad (16)$$

Onde $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água na torre [kg/s], $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica de ar na torre [kg/s], $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água de reposição na torre [kg/s], i_{1w} é entalpia da água na entrada da torre [J/kg], i_{2w} é entalpia da água na saída da torre [J/kg], i_{3w} é entalpia da água de reposição da torre [J/kg], i_{1ar} é entalpia do ar na entrada da torre [J/kg], i_{2ar} é entalpia do ar na saída da torre [J/kg]. O valor da vazão mássica da água de reposição $\dot{m}_w$, é obtida a partir da Equação 17.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{ar}(R_{2ar} - R_{1ar}) \quad (17)$$

Onde $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água de reposição na torre [kg/s], $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica de ar na torre [kg/s], R_{2ar} é a razão de mistura do ar úmido na saída da torre [kg vapor d'água/kg ar seco], R_{1ar} é a razão de mistura do ar úmido na entrada da torre [kg vapor d'água / kg ar seco].

3.2.4 Bomba de água

A perda de carga na tubulação e a potência elétrica consumida pelas bombas foram determinadas pelas equações (19) e (18), respectivamente. A perda de carga na tubulação (Δh_f) foi calculada pela correlação de Colebrook, em que L_{eq} é o comprimento equivalente da tubulação considerando perdas distribuídas e localizadas, V é a velocidade do fluido, D_i é o diâmetro interno da tubulação, g é a aceleração da gravidade, W_p é a potência da bomba, ρ é a densidade do fluido, $\dot{V}_w$ é a vazão volumétrica e η_p é o rendimento da bomba.

$$\dot{W}_p = \frac{\rho g \dot{V}_w \Delta h_f}{\eta_p} \quad (18)$$

$$\Delta h_f = f \cdot \frac{L_{eq} V^2}{D_i \cdot 2 \cdot g} \quad (19)$$

3.2.5 Armazenamento em Material de Mudança de Fase (PCM)

A quantidade de energia armazenada pode ser determinada a partir de relações termodinâmicas amplamente descritas na literatura (Akeiber et al., 2016c). Para materiais de mudança de fase (PCM) inicialmente no estado sólido, aquecidos, a energia armazenada é composta por três parcelas: aquecimento sensível da fase sólida, armazenamento de calor latente durante a mudança de fase isotérmica na temperatura T_m e aquecimento sensível da fase líquida após a fusão, podendo ser calculada pela Equação 20 (Akeiber et al., 2016b).

$$Q = m_{PCM} [C_{pS} (T_m - T_i) + a_m \Delta H + C_{pL} (T_f - T_m)] \quad (20)$$

Onde (a_m) é a fração de fusão do PCM, (C_{pS}) é o calor específico do PCM no estado sólido, (C_{pL}) é o calor específico do PCM no estado líquido, (ΔH) corresponde ao calor latente de mudança de fase, (m_{PCM}) massa do PCM, (Q) é a quantidade de energia armazenada no PCM, (T_f) é a temperatura final do material de mudança de fase (PCM), correspondente à temperatura do PCM após o término do processo analisado, (T_i) é a temperatura inicial do material de mudança de fase (PCM), ou seja, a temperatura do PCM antes do início do processo de carregamento ou descarregamento térmico., (T_m) é a temperatura de fusão do PCM e (ΔT) é a diferença de temperatura.

Foi calculada uma quantidade de massa de PCM de modo a limitar o processo de solidificação em aproximadamente 80%, resultando em uma massa total de 18.500 kg.

3.3 Avaliação Energética

A avaliação energética do sistema foi realizada a partir da determinação da potência total requerida pela planta $\dot{W}_T$, considerando tanto a configuração convencional, composta por torre de resfriamento, quanto a configuração com o PCM, conforme expresso na Eq. (21).

Nesse contexto, $\dot{W}_C$, corresponde à potência associada ao compressor, $\dot{W}_{bac}$, sistema de condensação, $\dot{W}_{bag}$, potência da bomba de água gelada, enquanto $\dot{W}_{Torre}$, representa a potência demandada pela torre de resfriamento quando operando nesse regime específico.

A potência total do sistema é dada por:

$$\dot{W}_T = \dot{W}_C + \dot{W}_{bac} + \dot{W}_{bag} + \dot{W}_{torre} \quad (21)$$

A partir da determinação da potência total consumida, torna-se possível avaliar o desempenho energético do sistema por meio do Coeficiente de Desempenho (COP – Coefficient of Performance), o parâmetro adimensional amplamente utilizado para quantificar a eficiência de sistemas de refrigeração. O COP estabelece a relação entre a capacidade de refrigeração efetivamente fornecida e a potência requerida para sua obtenção.

O coeficiente de desempenho medido do sistema de refrigeração (COP_R) é obtido a partir da Eq. (22) é definido como a razão entre a taxa de remoção de calor do evaporador ($\dot{Q}_{ev}$) e a potência consumida pelo compressor:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_C} \quad (22)$$

O coeficiente de desempenho global do sistema (COP_G) considera a potência total consumida pela planta, sendo expresso por:

$$COP_G = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_T} \quad (23)$$

3.4 Avaliação Ambiental

Para a avaliação ambiental dos sistemas analisados, utilizou-se o indicador TEWI (Total Equivalent Warming Impact), amplamente empregado para quantificar o impacto total no aquecimento global associado a sistemas de refrigeração. O TEWI da Eq. (24) considera tanto as emissões diretas, relacionadas a vazamentos e descarte do fluido refrigerante, quanto as emissões indiretas, decorrentes do consumo de energia elétrica ao longo da vida útil do sistema (Makhnatch and Khodabandeh, 2014). Essa metodologia permite comparar o desempenho ambiental entre diferentes configurações operacionais. Nessa equação, os termos considerados correspondem ao TEWI direto (TEWID), calculado a partir da Eq. (25), e ao TEWI indireto (TEWII), obtido por meio da Eq. (26).

$$TEWI = TEWID + TEWII \quad (24)$$

As emissões diretas consideradas no cálculo do TEWI estão associadas à liberação do fluido refrigerante ao longo da vida útil do sistema. O impacto dessas emissões depende inicialmente do Potencial de Aquecimento Global (GWP) do refrigerante utilizado, que

expressa sua contribuição relativa para o aquecimento global em comparação ao CO₂, sendo usualmente adotado o horizonte de 100 anos. Quanto maior o valor de GWP, maior o impacto ambiental decorrente de eventuais liberações do fluido na atmosfera.

A parcela referente aos vazamentos operacionais é estimada a partir da taxa anual de vazamento (L_p), que representa a fração da carga total de refrigerante liberada ao longo de cada ano de operação. Esse parâmetro está diretamente relacionado às características construtivas do equipamento, às condições de operação e às práticas de manutenção adotadas. A massa total de refrigerante presente no sistema (m) também influencia diretamente o resultado, uma vez que sistemas com maior carga apresentam maior potencial de emissão em caso de perdas.

Adicionalmente, considera-se a vida útil do equipamento (N), que permite estimar o volume acumulado de refrigerante emitido durante todo o período de operação. Ao final desse ciclo, a fração de refrigerante não recuperada adequadamente ($1-\alpha$) representa as emissões associadas ao descarte do sistema, sendo α a eficiência de recuperação do fluido. Dessa forma, o TEWI direto na Eq. (25), quantifica o impacto ambiental decorrente exclusivamente das emissões do refrigerante ao longo da operação e desativação do equipamento.

$$TEWI_D = [GWP \cdot L_p \cdot m \cdot N + GWP \cdot m \cdot (1-\alpha)] \quad (25)$$

Por sua vez, as emissões indiretas estão vinculadas ao consumo anual de energia elétrica (E_p), que depende do desempenho energético do sistema analisado. Esse consumo é convertido em emissões equivalentes de CO₂ por meio do fator de emissão da matriz elétrica (β) e da eficiência global do sistema de geração e transmissão de energia (η_{et}), sendo o resultado acumulado ao longo da vida útil considerada. Assim, o TEWI indireto na Eq. (26) reflete o impacto ambiental associado à demanda energética do sistema.

$$TEWI_I = \frac{E_p}{\eta_{et}} \cdot \beta \cdot N \quad (26)$$

A abordagem adotada permite comparar o desempenho ambiental entre diferentes configurações operacionais, uma vez que sistemas com maior eficiência energética tendem a reduzir significativamente as emissões indiretas, enquanto a escolha do refrigerante influencia diretamente as emissões diretas. No contexto deste estudo, essa metodologia possibilita avaliar de forma integrada os efeitos da incorporação do TES com PCM sobre o consumo energético e, conseqüentemente, sobre o impacto ambiental global do sistema.

3.5 Simulação e Dados de entrada do modelo Matemático

Para a simulação do sistema de ar-condicionado, foram selecionadas três cidades brasileiras representativas de diferentes regiões climáticas do país: Belo Horizonte, localizada na Região Sudeste, no estado de Minas Gerais; Brasília, situada na Região Centro-Oeste, no Distrito Federal; e Teresina, localizada na Região Nordeste, no estado do Piauí (PI). A escolha dessas cidades justifica-se pela diversidade de condições climáticas observadas entre elas, permitindo avaliar o desempenho do sistema de climatização sob distintos perfis de temperatura do ar, típicos das principais zonas climáticas brasileiras.

Os dados climáticos utilizados foram obtidos junto ao Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Para as cidades de Belo Horizonte e Brasília, consideraram-se os registros referentes ao ano de 2024, enquanto, para a cidade de Teresina, utilizaram-se os dados do ano de 2023, garantindo a utilização de séries recentes e representativas das condições reais de operação.

Definiu-se que o ambiente analisado deveria ser climatizado durante o horário comercial, compreendido entre 08h00 e 18h00.

A análise concentrou-se nos parâmetros de radiação solar global e temperatura do ar. Para efeito de comparação entre os cenários avaliados, a carga térmica foi fixada em 247,4 kW (70,35 TR), assim como a vazão de água gelada, estabelecida em 65 m³/h, e as temperaturas da água gelada, conforme apresentado na Tabela 6.

Tabela 5 – Dados de entrada

Dados de entrada	Valor
PCM comercial	Cera de parafina
Calor específico do PCM no estado sólido (C_{ps})	2,0 kJ/(kg.K)
Calor específico do PCM no estado líquido (C_{pL})	2,0 kJ/(kg.K)
Massa de PCM (m_{PCM})	18.500 kg
Diferença de calor latente de fusão / solidificação (ΔH)	180,0 (kJ/kg)
Temperatura de fusão do PCM (T_m)	278,15 K
Fluido secundário	Etileno glicol 6.5%

Dados de entrada	Valor
Vazão volumétrica total de água de condensação	0,011 m ³ /s
Vazão volumétrica total de água gelada no evaporador	0,018 m ³ /s
Potência consumida na Bomba de água gelada	3600 W
Vazão volumétrica de ar na torre de resfriamento	5,0 m ³ /s
Temperatura de evaporação	276,15 K
Rotação do Compressor	60 ver/s
Eficiência volumétrica	50%
Eficiência global	63%
Perda anual de fluido refrigerante	0,03
Fator de recuperação	0,7
Vida útil	15 anos
Fator de emissão da matriz elétrica	0,082 kgCO ₂ /kwh
Tempo de operação do ar-condicionado por dia	8 h
Dias de operação do ar-condicionado por mês	20
Dias de operação do ar-condicionado por ano	240
Potencial de Aquecimento Global (GWP) do refrigerante	1900
Umidade do ar no ambiente	50%
Temperatura do ar no ambiente	298,15 K

Fonte: Autor

Tabela 6 – Dados de entrada do ciclo de refrigeração

Dados de entrada	Valor
Sub-resfriamento	277,15 K
Superaquecimento	277,15
Massa de fluido para compressor	65 kg
Eficiência isentrópica do compressor (η_{is})	0,85

Dados de entrada	Valor
Deslocamento volumétrico do compressor	265 m ³ /h
Eficiência da bomba de água (η_p)	0,65
Diâmetro interno tubo de transporte de água	102 mm
Rugosidade da tubulação de aço	0,045 mm
Fluido refrigerante	R22
Diâmetro externo do tubo refrigerante no condensador ($D_{ei\ cond}$)	20 mm
Diâmetro interno do tubo refrigerante no condensador ($D_{ii\ cond}$)	16 mm
Comprimento do tubo condensador (L_{cond})	6,4 m
Número de tubos no condensador	70
Comprimento do tubo evaporador (L_{ev})	25,0 m
Condutividade térmica do material (cobre) (k_C)	396 W/(m.K)

Fonte: Autor

3.6 Análise financeira

Foram realizadas duas análises financeiras para a operação da planta. A primeira consistiu na comparação dos custos de operação entre os sistemas convencional e com PCM. A segunda análise teve como objetivo a determinação do payback associado à implementação do sistema com PCM, incluindo os valores de CAPEX referentes à massa de PCM, ao tanque de armazenamento e a toda a infraestrutura necessária à sua instalação.

Para a estimativa do CAPEX do sistema com PCM, considerou-se a importação do material de mudança de fase (PCM), uma vez que fornecedores nacionais com as especificações térmicas requeridas não foram identificados durante o desenvolvimento do estudo. O custo internacional do PCM foi obtido junto ao fornecedor e estimado em £ 19,95/kg.

A massa total de PCM necessária para o sistema foi de 18.500 kg, resultando em um custo de aquisição de £ 369.270,00, equivalente a R\$ 2.717.827,20, considerando a taxa de conversão monetária adotada neste trabalho.

Adicionalmente, foi considerado um acréscimo de 8% referente aos custos de equipamentos auxiliares, integração hidráulica, montagem e infraestrutura necessária para instalação do sistema de armazenamento térmico.

Tabela 7 – Dados de Capex

Item	Quantidade	Valor unitário	Valor total
PCM	18.500 kg	£ 19,95/kg	£ 369.075,00
Importação e logística	—	195 (£)	£ 369.270,00
CAPEX do PCM	—	—	R\$ 2.717.827,20
CAPEX do Projeto	—	—	R\$ 2.935.253,38

Fonte: Autor

Para a análise do custo anual de energia elétrica, adotou-se a tarifa de energia apresentada na Tabela 8. A partir dos dados de consumo de energia, foram calculados os custos mensais e, consequentemente, o custo anual de operação da planta.

Para a realização da análise financeira, foram adotadas tarifas horárias de energia elétrica representativas de consumidores industriais atendidos em média tensão (Grupo A), condição compatível com a demanda energética da planta analisada.

Tabela 8 – Dados de entrada para os cálculos financeiros

CIDADE	TARIFA (R\$/kWh)			Fonte
	Horário Ponta	Horário Intermediário	Horário Fora Ponta	
Faixa Horária:	17:00 às 20:00	16:00 às 17:00 20:00 às 21:00	Outros	
Belo Horizonte	1,170	0,765	0,509	Cemig
Brasília	1,354	1,022	0,753	CEB / Neoenergia
Teresina	1,929	1,215	0,660	Equatorial Piauí

Fonte: Autor

O cálculo para a economia obtida na operação do sistema com PCM foi realizada através da Equação 27.

$$EC_{PCM} = C_{tt} - C_{pcm} \quad (27)$$

Onde EC_{PCM} é a economia obtida na operação do sistema com PCM [R\$/ano], C_{tt} é o custo do consumo de eletricidade na planta para operação com sistema convencional [R\$/ano], C_{pcm} é o custo do consumo de eletricidade na planta para operação com sistema com PCM [R\$/ano]. O cálculo do payback para implementação do sistema com PCM foi obtido através da Equação 28.

$$R_{PCM} = \frac{CAPEX}{EC_{PCM}} \quad (28)$$

Onde R_{PCM} é o payback para implementação do sistema com PCM [anos], CAPEX é o custo para implantação do sistema.

3.7 Estratégia de Simulação

Uma das principais vantagens da utilização de um modelo matemático é o fato de poder ser utilizado para simular diferentes condições com baixos custos, uma vez que os gastos nas simulações são geralmente menores do que os envolvidos nos testes experimentais, e os resultados são gerados, considerando a maior parte, em menor tempo (Duarte et al., 2019).

Foram elaborados dois códigos em linguagem Python para simular a operação anual da planta de refrigeração com e sem PCM. As simulações foram realizadas para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, utilizando dados meteorológicos de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e de 2023 para Teresina. A partir dos resultados obtidos, foram conduzidas análises energética, ambiental e financeira da operação da planta nas duas configurações propostas. Posteriormente, realizou-se a comparação dos resultados entre as três cidades avaliadas.

3.7.1 Simulação com Python

A estrutura lógica do código de simulação foi definida a partir da atribuição inicial de valores para a pressão de condensação e para a temperatura da água na saída do chiller. Esses valores iniciais, em conjunto com os dados de entrada do modelo, permitem a determinação das propriedades termodinâmicas do sistema e da taxa de transferência de calor no evaporador.

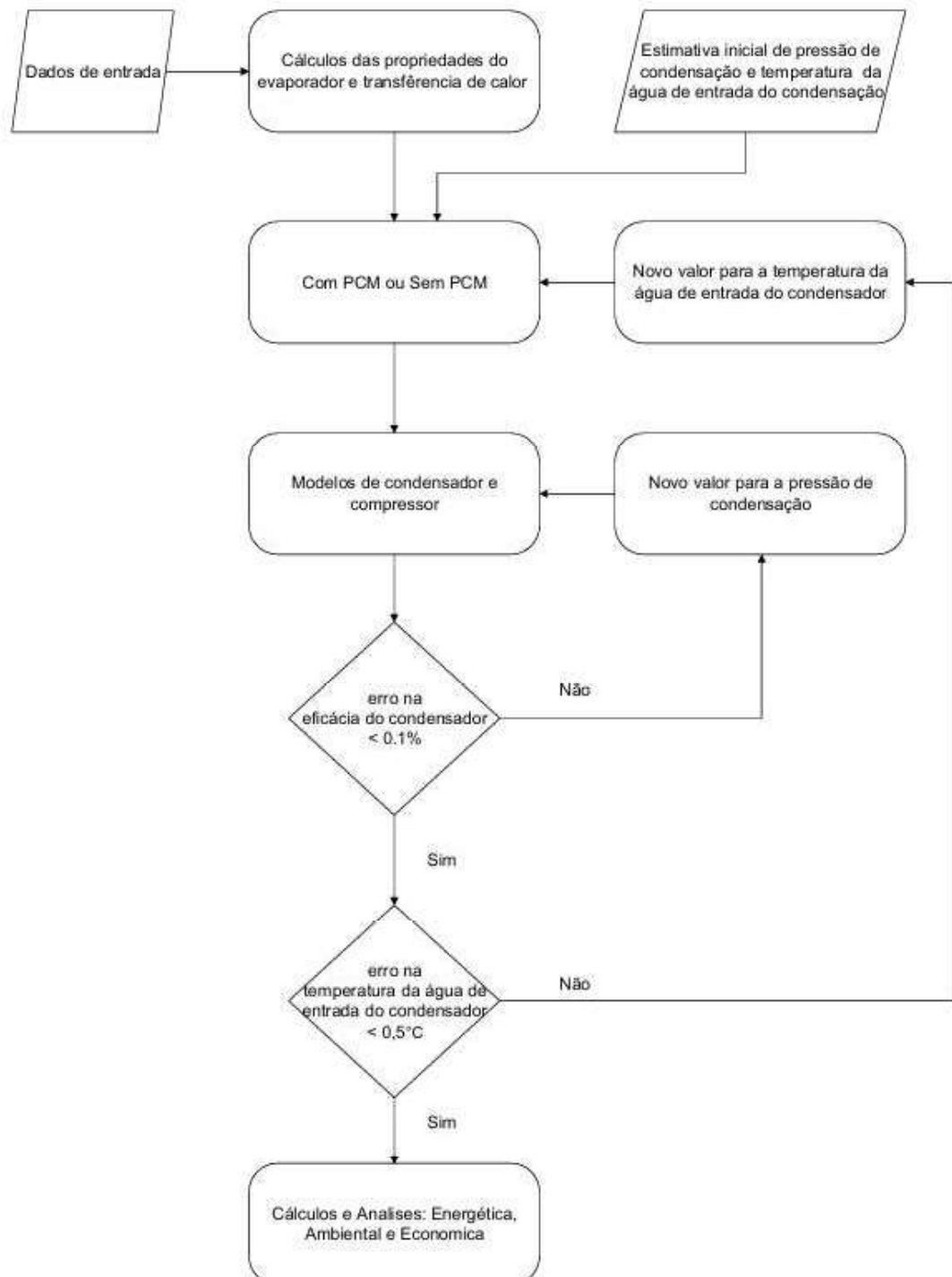
Na sequência, são calculados as propriedades e os parâmetros previamente estabelecidos nos modelos da torre de resfriamento, do trocador de calor geotérmico, do compressor e do condensador, conforme detalhado na Seção 3.3. Com base nos resultados obtidos para esses subsistemas, o código executa rotinas de verificação de convergência.

Inicialmente, é avaliada a diferença entre o valor teórico da efetividade de troca térmica e o valor estimado. Caso essa diferença seja superior a 0,1%, um novo valor para a pressão de condensação é atribuído, reiniciando o processo iterativo. Adicionalmente, o código verifica se a temperatura teórica de saída da água da torre de resfriamento difere em mais de 0,5 °C do valor previamente estimado. Quando esse critério não é satisfeito, um novo valor para a temperatura de saída da água do chiller é estabelecido.

Uma vez atendidos os critérios de convergência definidos, o código prossegue com os cálculos associados às análises energética, ambiental e econômica, conforme descrito, respectivamente, nas Seções 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6.

Para a definição da estratégia operacional do sistema com armazenamento térmico, foi adotada como premissa a realização do carregamento do PCM no período de menor demanda elétrica, compreendido entre 01:00 e 03:00 h, etapa na qual ocorre a solidificação do material de mudança de fase por meio da remoção de calor. O sistema de climatização foi considerado em operação no período comercial entre 08:00 e 17:00 h. Entre 08:00 e 14:00 h, assumiu-se a operação simultânea do sistema de refrigeração convencional e do armazenamento térmico, mantendo o PCM em condição predominantemente sólida. No intervalo entre 14:00 e 15:00 h, foi considerado o processo de descarregamento do armazenamento térmico, caracterizado pela absorção de calor e consequente fusão do PCM, permitindo o fornecimento da energia térmica armazenada para auxiliar no atendimento da carga do sistema. Após esse período, o sistema permanece operando exclusivamente com a refrigeração convencional até o encerramento do horário comercial, às 17:00 h. Essa estratégia operacional foi adotada visando deslocar parte do consumo energético para horários de menor demanda elétrica e reduzir a potência instantânea requerida nos períodos de maior carga térmica.

Figura 11 - Esquema das variáveis de entrada e saída do modelo com armazenamento



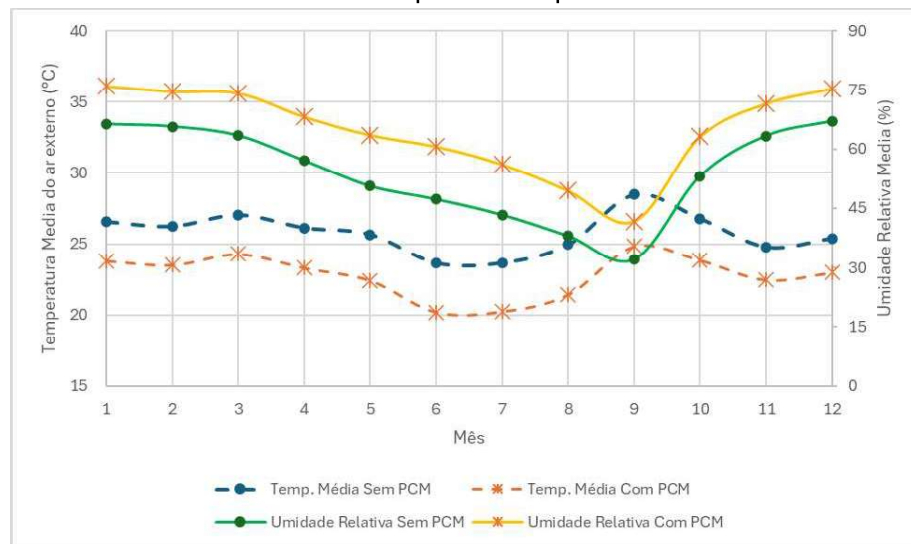
Fonte: Autor

4 RESULTADOS

4.1 Análise climática para as cidades brasileiras estudadas

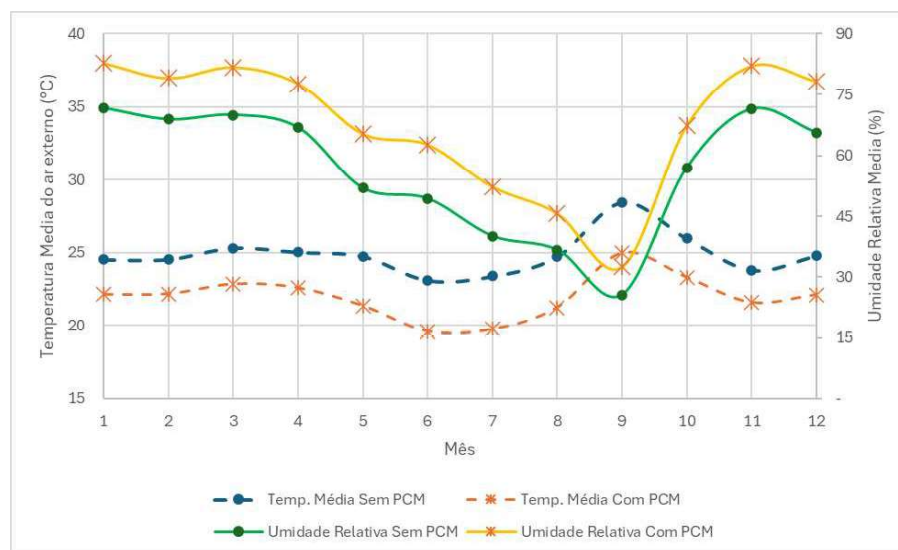
Nas Figuras 12, 13 e 14 são apresentados os valores médios mensais de temperatura ambiente e umidade relativa para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina ao longo do respectivo ano. Esses dados climáticos foram utilizados como condições de contorno para as simulações dos cenários com e sem PCM. Para o caso sem PCM, considerou-se a operação do sistema apenas no horário comercial, enquanto, para o cenário com PCM, foi adotada a estratégia de carregamento e descarregamento térmico previamente definida.

Figura 12 - Valores das médias mensais para a temperatura e umidade de Belo Horizonte



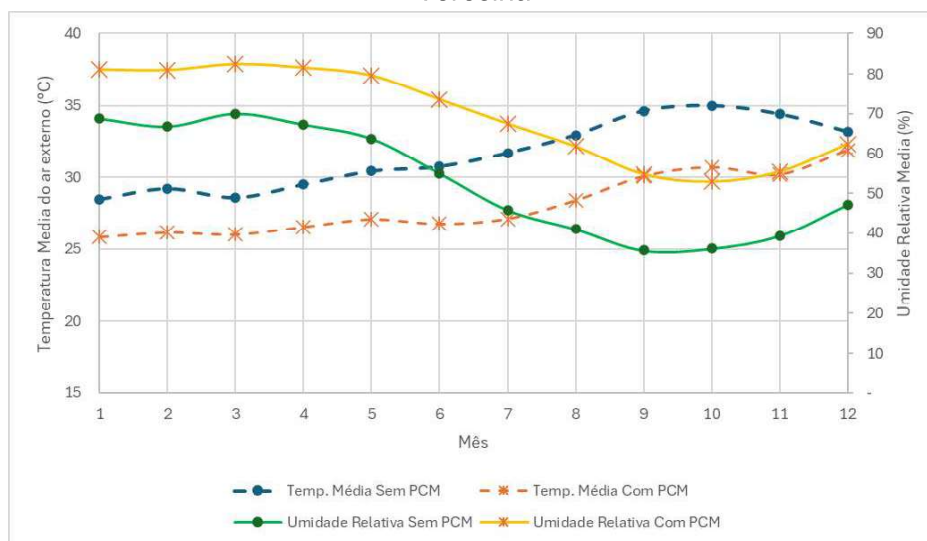
Fonte: Autor

Figura 13 - Valores das médias mensais para a temperatura e umidade de Brasília



Fonte: Autor

Figura 14 - Valores das médias mensais para a temperatura e umidade da cidade de Teresina



Fonte: Autor

Observa-se nas figuras que os valores médios mensais de temperatura e umidade relativa do ar para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, considerando os cenários com e sem a utilização de material de mudança de fase (PCM). Ou seja, que as três localidades apresentam comportamentos climáticos distintos, refletindo suas características regionais. Teresina apresenta as maiores temperaturas médias ao longo de todo o ano, com baixa amplitude sazonal, enquanto Belo Horizonte e Brasília exibem variações mais pronunciadas, especialmente nos meses de inverno, quando ocorre redução significativa da temperatura média e da umidade relativa do ar. No que se refere à umidade relativa do ar, observa-se um comportamento inversamente proporcional à temperatura, com valores mais baixos nos meses de inverno, especialmente em Brasília. A presença do PCM contribui para a suavização das variações termo-higrométricas, promovendo maior estabilidade das condições ambientais, o que pode impactar positivamente o desempenho dos sistemas de climatização.

4.2 Análise energética para simulação da operação dos sistemas com e sem PCM

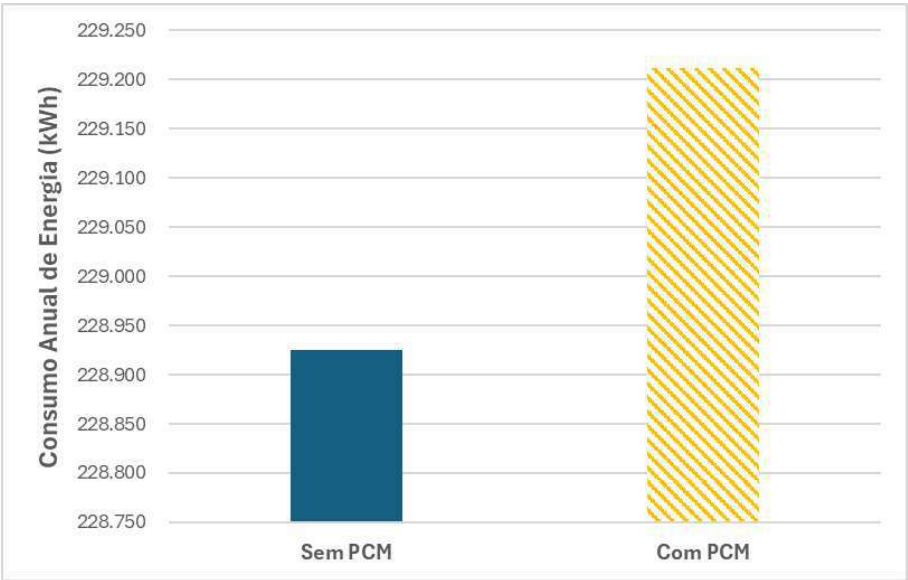
Nesta seção, avalia-se a performance energética da planta de refrigeração a partir da operação simulada de duas configurações: o sistema convencional e o sistema com reservatório de armazenamento de energia térmica (TES) utilizando material de mudança de fase (PCM). As simulações foram realizadas para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, considerando dados climáticos referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e

Brasília e ao ano de 2023 para Teresina. A análise contempla a potência total consumida pela planta, o coeficiente de desempenho (COP) e o consumo anual de energia elétrica.

4.2.1 Análise da Energia elétrica consumida pela planta

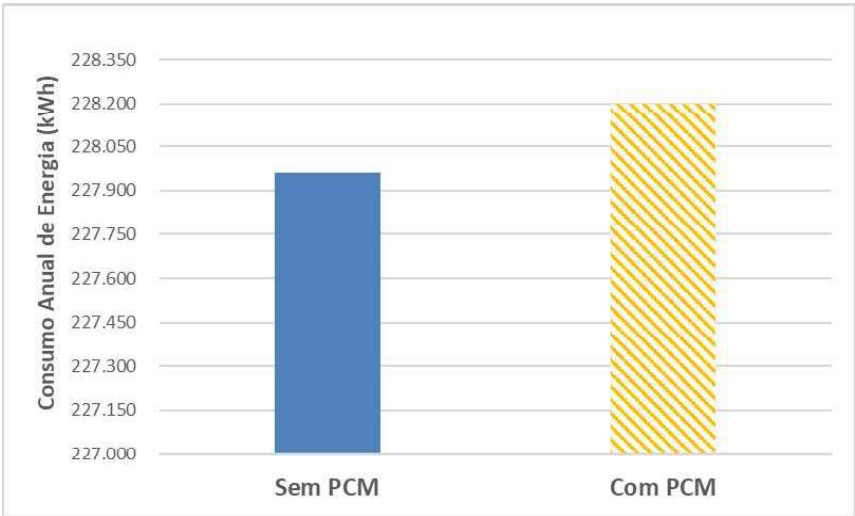
Nas Figuras 15, 16 e 17 são apresentados os resultados dos valores para o consumo anual de energia elétrica da planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 15 - Consumo Anual de Energia para Belo Horizonte



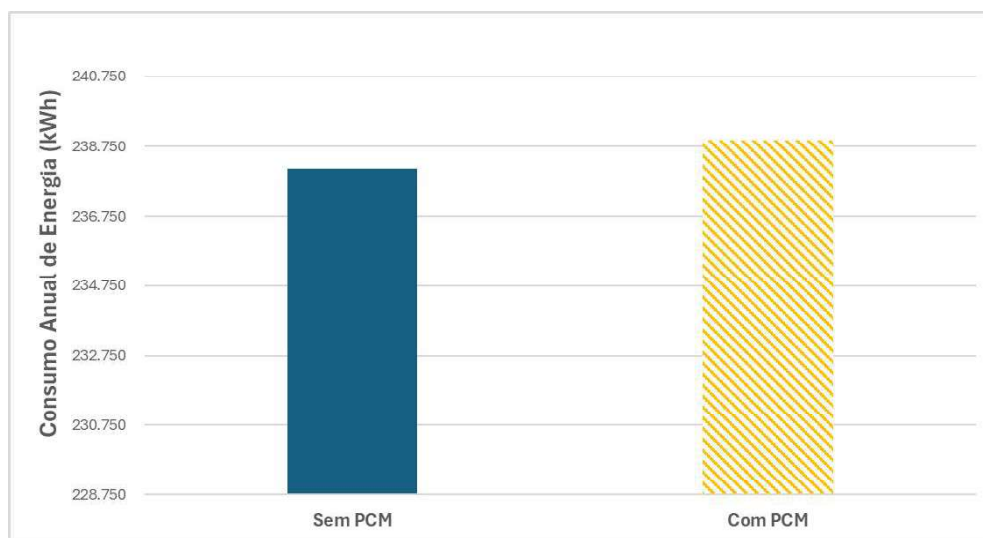
Fonte: Autor

Figura 16 - Consumo Anual de Energia para Brasília



Fonte: Autor

Figura 17 - Consumo Anual de Energia para Teresina



Fonte: Autor

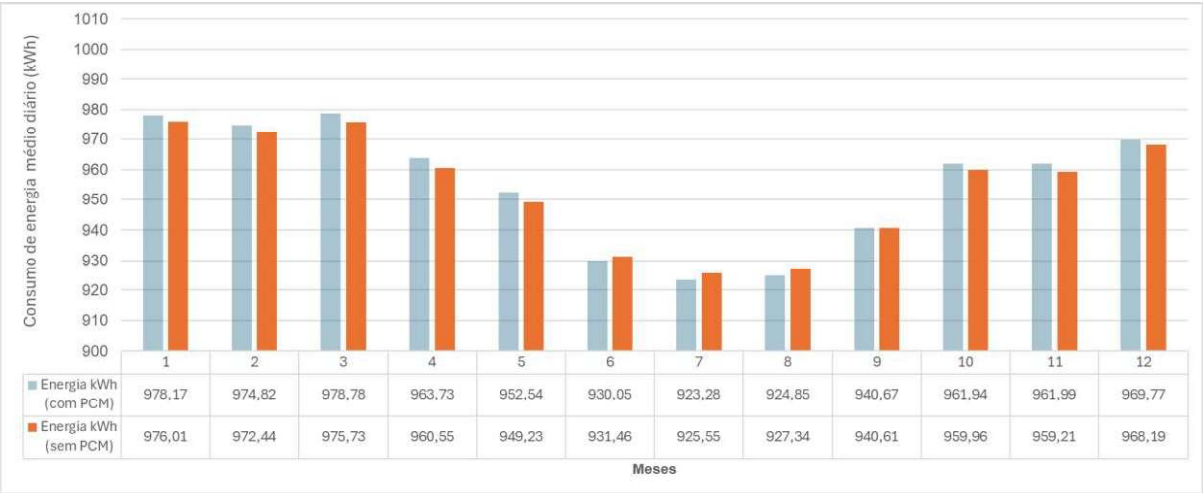
A comparação entre os três gráficos, referentes às cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, evidencia um comportamento consistente: em todas as localidades, o cenário “Com PCM” apresentou consumo anual de energia ligeiramente superior ao cenário “Sem PCM”. Os resultados indicaram que o consumo anual do sistema sem PCM foi de 228,92 MWh em Belo Horizonte, 227,96 MWh em Brasília e 238,09 MWh em Teresina. Com a incorporação do PCM, os valores passaram para 229,21 MWh, 228,19 MWh e 238,94 MWh, respectivamente. Os acréscimos observados foram de 0,29 MWh (0,13%) em Belo Horizonte, 0,23 MWh (0,10%) em Brasília e 0,85 MWh (0,36%) em Teresina. Nota-se que, embora haja aumento no consumo anual, os valores percentuais são inferiores a 0,5% em todas as localidades, caracterizando um impacto energético reduzido.

Esse consumo adicional ocorreu principalmente em virtude da demanda energética dos sistemas auxiliares necessários para a operação e descarga do PCM, especialmente bombas de circulação. Nessas condições, o PCM promove predominantemente o deslocamento de carga térmica ao longo do dia, mas não necessariamente resulta em economia líquida de energia anual, podendo ocasionar um pequeno acréscimo no consumo total do sistema. Contudo, deve-se considerar que, durante o período noturno, o sistema tende a operar com valores mais elevados de COP, devido às menores temperaturas ambientes, o que pode reduzir o consumo energético durante a etapa de carregamento térmico. Além disso, embora existam consumos adicionais associados às bombas e possíveis perdas térmicas no tanque de armazenamento, a economia real de energia depende de uma análise integrada das condições operacionais e de estudos mais aprofundados sobre o desempenho global do sistema.

4.2.2 Análise do consumo médio diário de energia ao longo dos meses

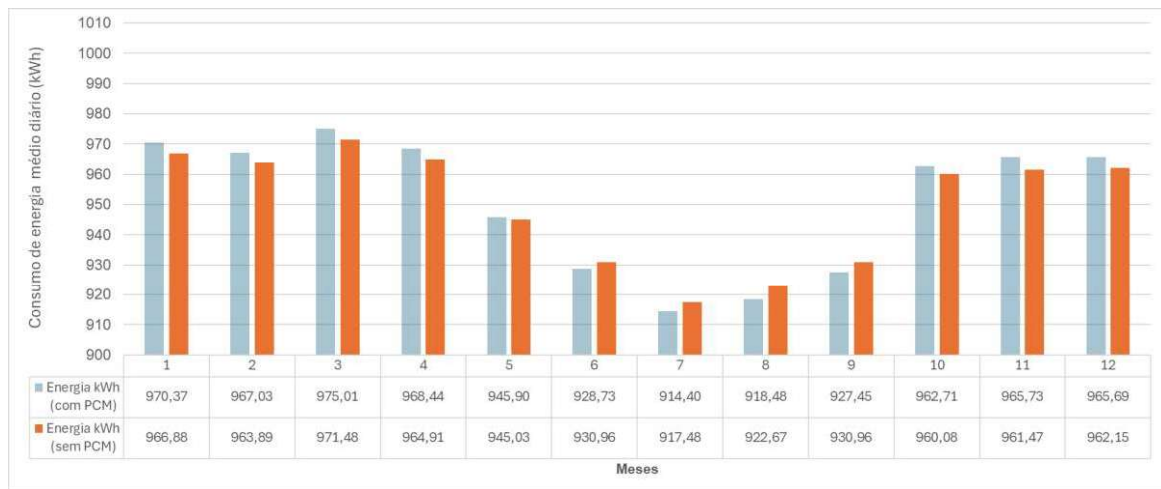
Com o objetivo de aprofundar a avaliação do desempenho energético da planta, apresenta-se, nesta seção, a análise do consumo mensal de energia médio diário para as diferentes localidades estudadas. A abordagem adotada permite identificar o comportamento sazonal da demanda elétrica ao longo do ano, bem como comparar o impacto da aplicação do sistema com e sem material de mudança de fase (PCM) nas distintas condições climáticas. Nas Figuras 18, 19 e 20 são apresentados os resultados dos valores para o consumo de energia médio diário por mês pela planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina. Essa representação gráfica facilita a identificação de tendências, picos de demanda e possíveis reduções associadas à estratégia de armazenamento térmico, constituindo base para as discussões apresentadas na sequência.

Figura 18 - Valores do consumo de energia médio diário de Belo Horizonte.



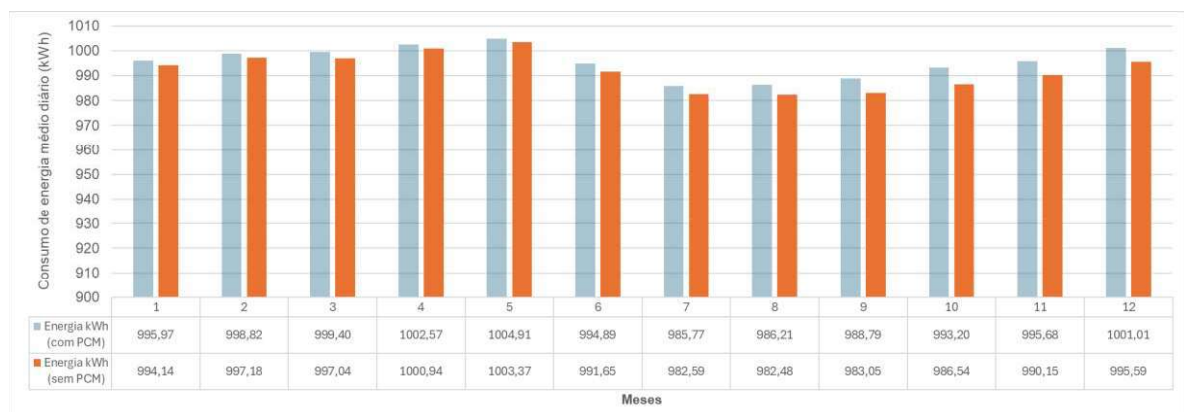
Fonte: Autor

Figura 19 - Valores do consumo de energia médio diário de Brasília.



Fonte: Autor

Figura 20 - Valores do consumo de energia médio diário de Teresina.



Fonte: Autor

De modo geral, verifica-se que o consumo energético apresenta forte correlação com o comportamento climático mensal de cada localidade, refletindo diretamente as variações sazonais de temperatura ambiente. Observam-se maiores demandas energéticas nos meses de dezembro, janeiro, fevereiro e março em função das temperaturas externas mais elevadas, que impõem condições mais severas para a rejeição de calor no condensador. Ressalta-se que, neste trabalho, as cargas térmicas internas foram mantidas constantes, de modo que as variações observadas decorrem predominantemente das condições climáticas externas. Nos meses de inverno junho, julho e agosto, verifica-se redução do consumo, especialmente em Belo Horizonte e Brasília, onde a amplitude térmica anual é mais pronunciada.

Em Teresina, por outro lado, o clima predominantemente quente ao longo de todo o ano reduz a variabilidade sazonal do consumo energético, mantendo-o em patamares elevados de forma praticamente contínua, com menor influência das estações.

A análise comparativa entre os sistemas indica que, em Belo Horizonte e Brasília, sobretudo nos meses de temperaturas mais amenas, junho, julho e agosto, a incorporação do material de mudança de fase (PCM) favoreceu uma discreta redução do consumo médio diário de energia elétrica, da ordem de até 0,35%. Esse comportamento está relacionado às menores temperaturas ambientes durante a rejeição de calor, que favorecem a solidificação do PCM e aumentam a eficiência do armazenamento térmico. Dessa forma, a energia armazenada pode ser utilizada posteriormente nos períodos de maior demanda instantânea do sistema. Nessas condições, observa-se deslocamento de carga térmica e leve melhoria operacional do sistema.

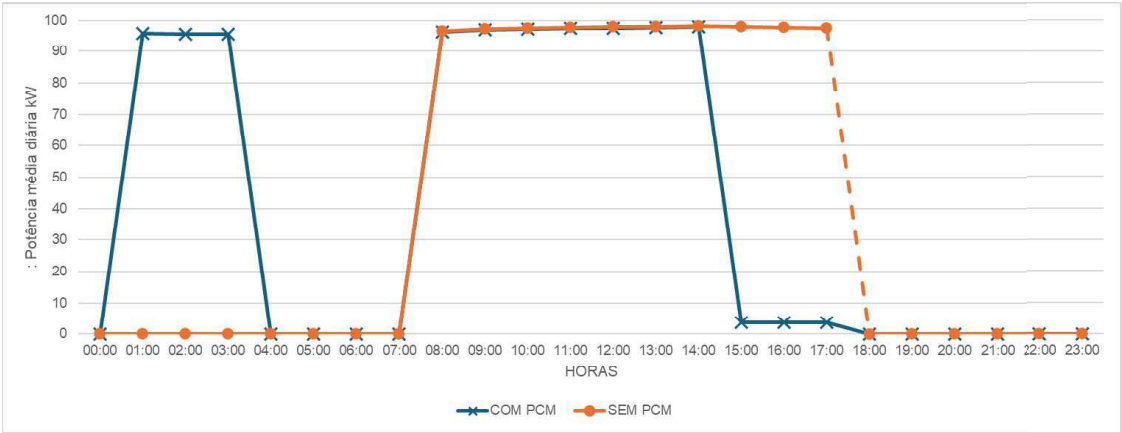
Em Teresina, entretanto, esse benefício não se mostrou significativo. As elevadas temperaturas ambientes ao longo do ano impõem condições menos favoráveis à rejeição de calor e restringem os ciclos completos de carregamento e descarregamento do PCM, limitando sua efetividade e reduzindo seu impacto no desempenho energético global do sistema.

4.2.3 Análise da potência média diária por hora na planta no mês de março

Nas Figuras 21, 22 e 23 são apresentados os resultados dos valores para a potência média diária horária no mês de março durante as 24 horas pela planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

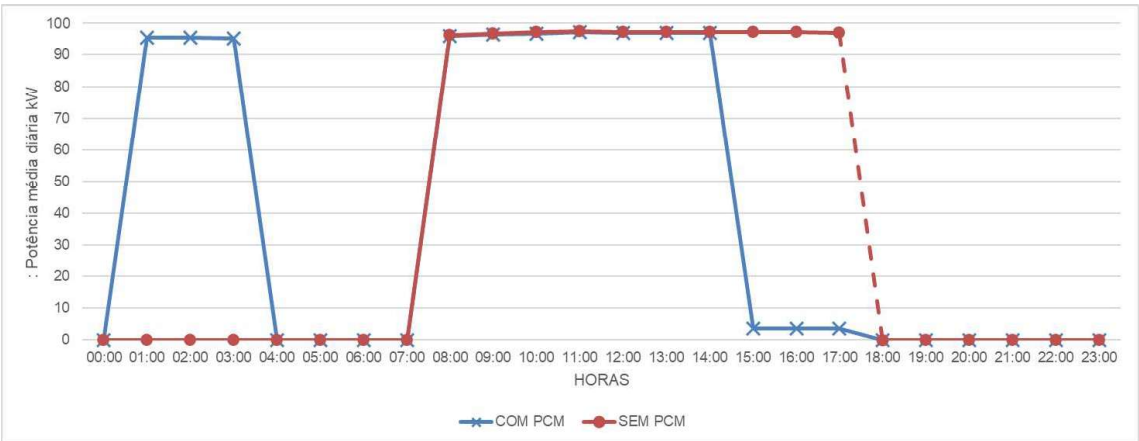
As linhas de tendencia dos pontos não representam o tempo para a ocorrência do fenômeno.

Figura 21 - Valores da potência média diária por hora da planta de Belo Horizonte (março).



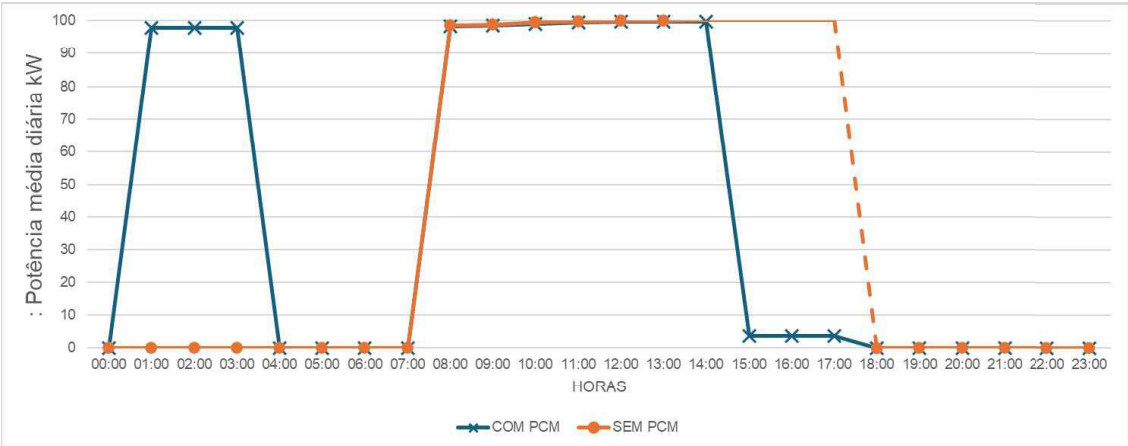
Fonte: Autor

Figura 22 - Valores da potência média diária por hora da planta de Brasília (Março).



Fonte: Autor

Figura 23 - Valores da potência média diária por hora da planta de Teresina (Março).



Fonte: Autor

A análise dos gráficos de potência média diária por hora referentes ao mês de março, apresentados nas Figuras 21 a 23, permite identificar os padrões de operação do sistema de refrigeração nas configurações convencional e com armazenamento térmico em material de mudança de fase (PCM).

No sistema convencional, observa-se a concentração da operação durante o período diurno, especialmente no horário comercial das 8:00 às 17:00 horas. Em contraste, o sistema com PCM apresenta um perfil de operação distinto das 01:00 às 03:00 horas, caracterizado pela ampliação do período de funcionamento e pela presença de operação adicional durante o período noturno, associada ao carregamento térmico do sistema de armazenamento de energia térmica.

Esse comportamento evidencia a adoção de uma estratégia de armazenamento térmico conservativa, na qual o PCM é carregado fora do horário de pico para posterior utilização durante parte do período da tarde. Como resultado, ocorre uma redistribuição da potência elétrica ao longo do dia, reduzindo a concentração da carga em horários críticos, embora a potência máxima instantânea permaneça próxima entre os dois cenários.

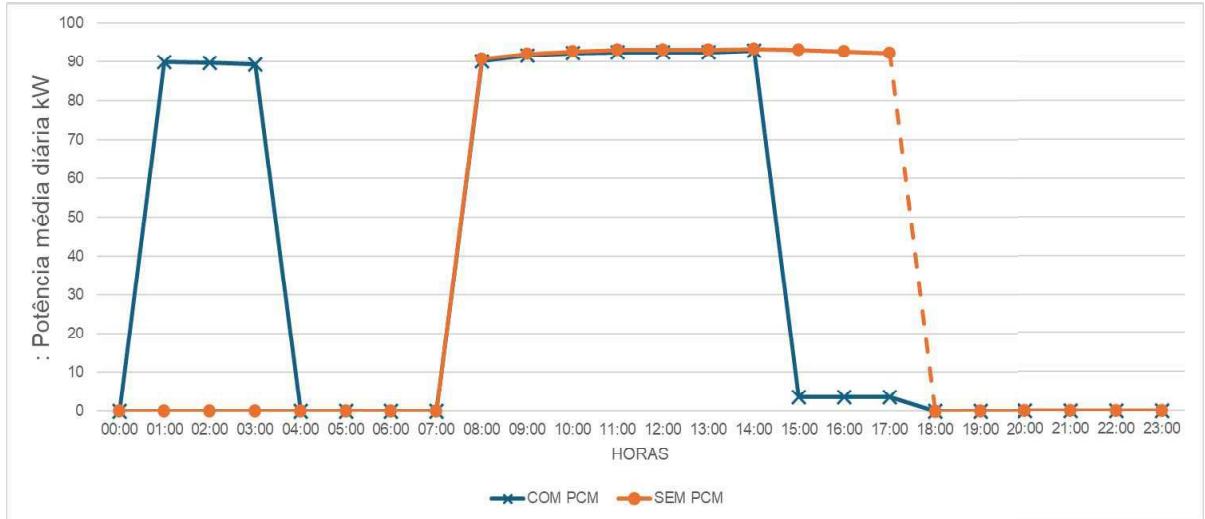
Adicionalmente, observa-se que os perfis médios diários de potência apresentam comportamento semelhante para as três cidades analisadas, indicando que a estratégia de controle do sistema e o perfil de carga exercem influência predominante sobre a forma da curva de potência, em detrimento das diferenças climáticas locais.

Os resultados obtidos neste estudo mostram que, para a condição analisada de retrofit de um sistema existente, os principais benefícios da utilização de PCM estão relacionados ao deslocamento de carga elétrica e à mitigação de picos de demanda. Ressalta-se, contudo, que em projetos novos concebidos com integração de TES desde a fase de dimensionamento, pode haver benefícios adicionais, como a redução da potência instalada e maior flexibilidade operacional do sistema de climatização.

4.2.4 Análise da potência média diária por hora na planta no mês de julho

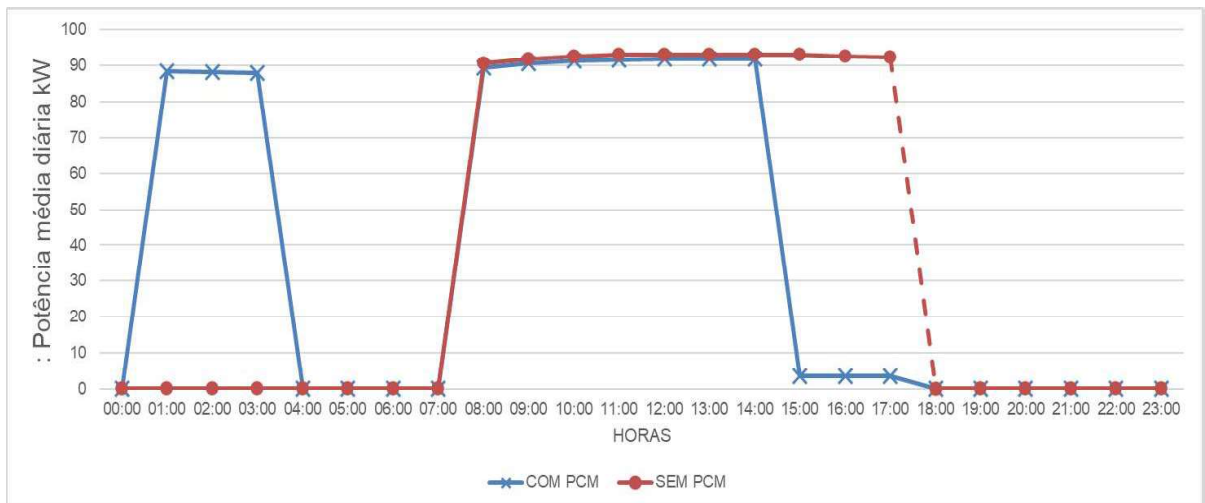
Nas Figuras 24, 25 e 26 são apresentados os resultados dos valores para o consumo de energia médio diário no mês de julho durante as 24 horas pela planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 24 - Valores da potência média por hora na planta de Belo Horizonte (julho).



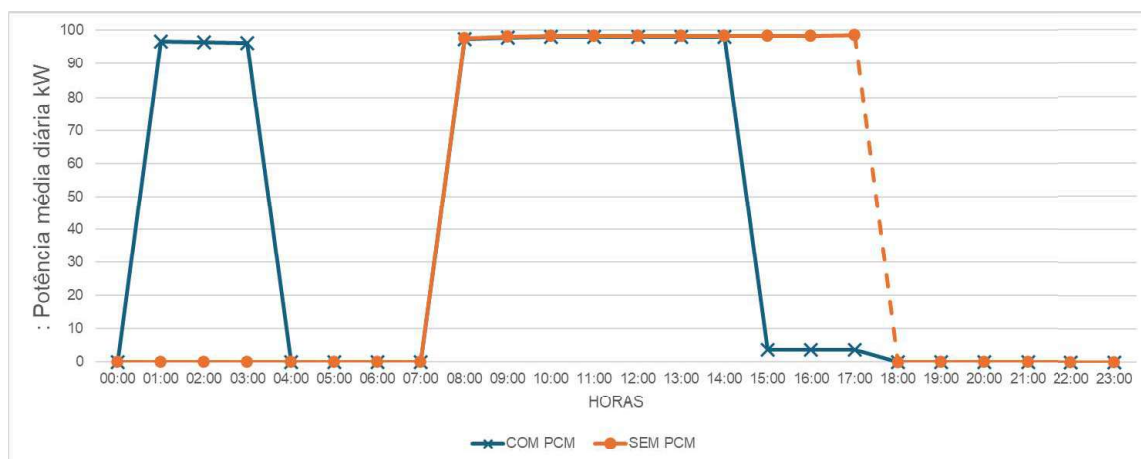
Fonte: Autor

Figura 25 - Valores da potência média por hora na planta de Brasília (julho).



Fonte: Autor

Figura 26 - Valores da potência média por hora na planta de Teresina (julho).



Fonte: Autor

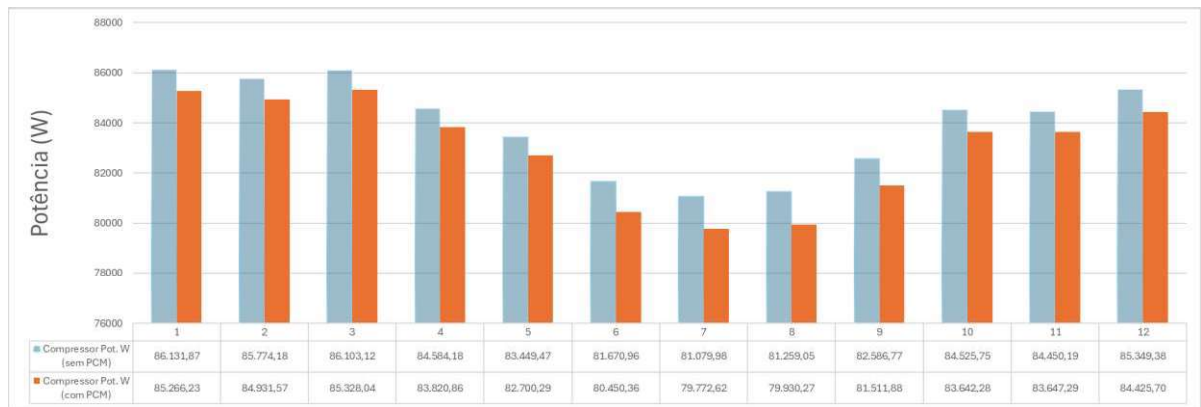
As Figuras 24 a 26 apresentam os perfis de potência média diária da planta de refrigeração para o mês de junho, representativo de um período de menor demanda térmica, nas cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina. Em Belo Horizonte e Brasília, observa-se redução de até 8,15% em cidades como Belo Horizonte e Brasília e até 3% em Teresina da potência média do mês de março, reflexo das condições climáticas mais amenas características do inverno.

No entanto, o sistema com armazenamento térmico em material de mudança de fase (PCM) mantém a estratégia de carregamento do sistema de armazenamento de energia térmica, resultando em um período de operação mais prolongado, mesmo em condições de baixa carga térmica. Nessa situação, a energia elétrica adicional requerida para o descarregamento do PCM e para a operação dos sistemas auxiliares não é compensada por uma redução equivalente na potência demandada durante o período diurno.

4.2.5 Análise da potência média mensal do compressor do sistema

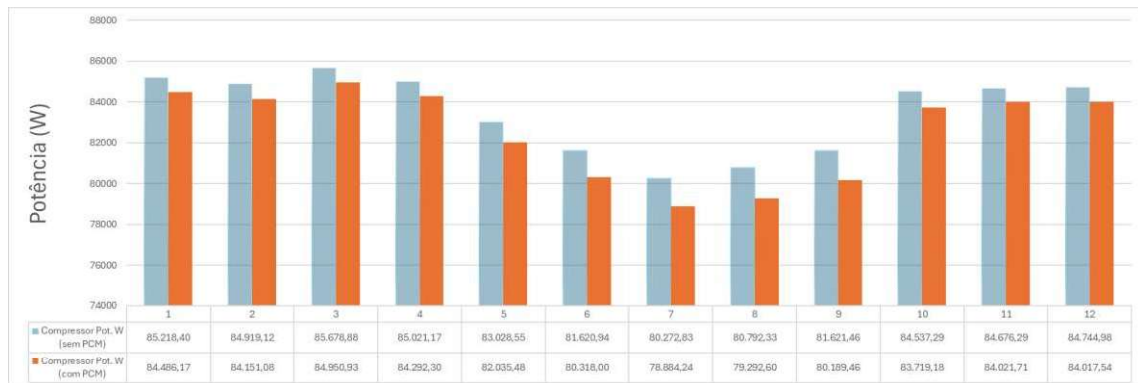
As Figuras 27, 28 e 29 apresentam os valores de potência média mensal do compressor nas configurações convencional e com PCM para Belo Horizonte, Brasília e Teresina, considerando os anos de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e 2023 para Teresina. Esses resultados permitem avaliar o comportamento do consumo de energia do sistema.

Figura 27 - Consumo de potência instantâneo, valor médio mensal, no Compressor na cidade de Belo Horizonte



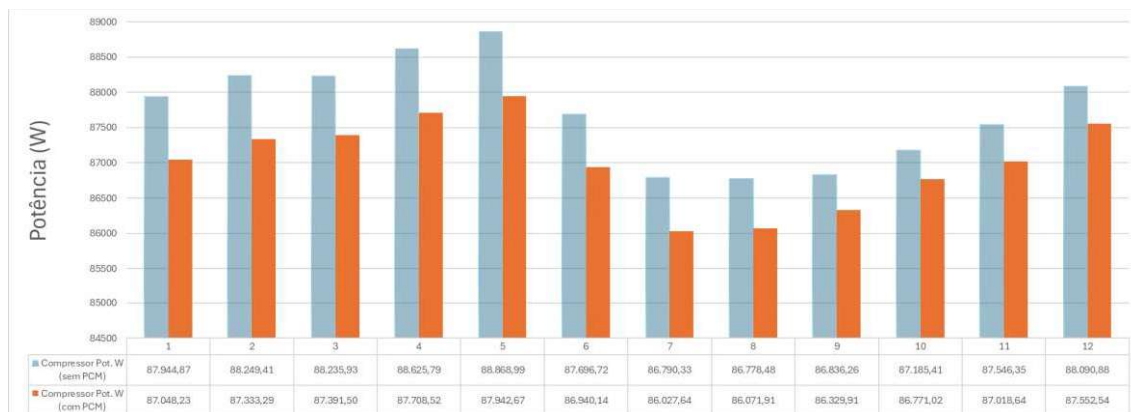
Fonte: Autor

Figura 28 - Consumo de potência instantâneo, valor médio mensal, no Compressor na cidade de Brasília



Fonte: Autor

Figura 29 - Consumo de potência instantâneo, valor médio mensal, no Compressor na cidade de Teresina



Fonte: Autor

Nas Figuras 27 a 29 podem ser observados os valores de potência média mensal do compressor para os sistemas convencional e com armazenamento térmico em material de mudança de fase (PCM), considerando as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina.

Nota-se que, em todas as cidades analisadas, o consumo de potência instantâneo, valor médio mensal, no compressor do sistema convencional é consistentemente superior àquela observada no sistema com PCM. Isso ocorre porque o PCM absorve parte da energia térmica durante o processo de fusão, atenuando a demanda instantânea sobre o sistema de refrigeração e resultando em menor potência média requerida pelo compressor.

Em Belo Horizonte e Brasília, a diferença entre os sistemas acompanha a sazonalidade climática, com maior redução da potência média em até 1,63% nos meses de maior demanda térmica. Em Teresina, devido às elevadas temperaturas ao longo de todo o ano, observam-se os maiores valores absolutos de potência média. Ainda assim, o sistema com PCM apresentou redução média de aproximadamente 0,83% na potência em relação ao sistema sem PCM, com reduções máximas próximas de 1,04% ao longo do ano.

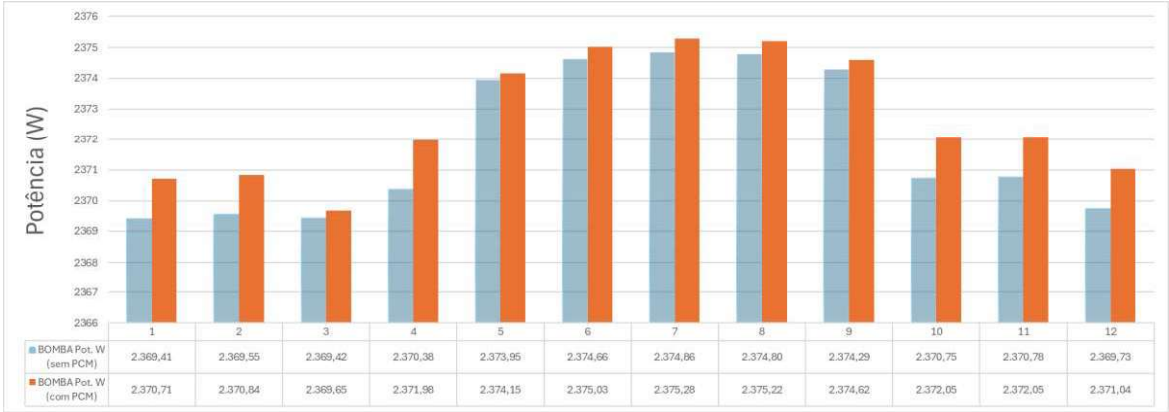
Apesar de as diferenças absolutas de potência média entre as cidades serem próximas, os resultados indicam que o uso do PCM promove uma redução da potência demandada pelo compressor, reforçando seu papel na mitigação de picos de demanda elétrica e na melhoria do desempenho energético global do sistema de refrigeração.

4.2.6 Análise da potência média mensal da bomba de água gelada do sistema

A análise se estende a outro equipamento importante do sistema nas Figuras 30, 31 e 32 são apresentados os resultados dos valores para a potência média mensal da bomba de água gelada por mês nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades

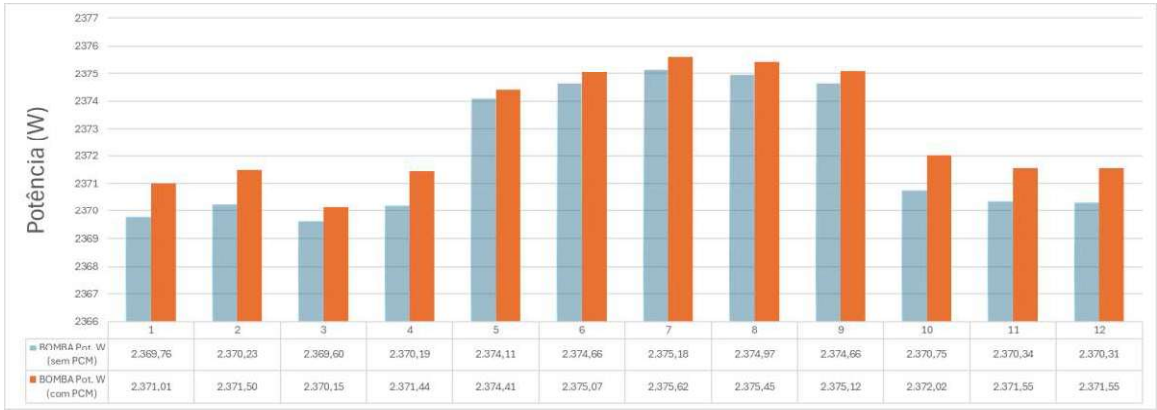
de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 30 - Potência média mensal da Bomba de água gelada na cidade de Belo Horizonte.



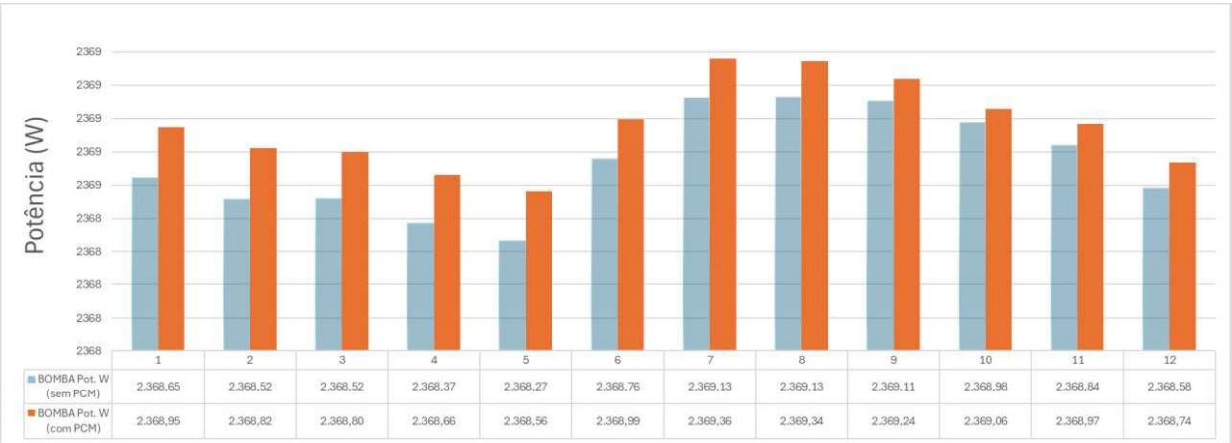
Fonte: Autor

Figura 31 - Potência média mensal da Bomba de água gelada na cidade de Brasília.



Fonte: Autor

Figura 32 - Potência média mensal da Bomba de água gelada na cidade de Teresina.



Fonte: Autor

As figuras apresentadas evidenciam que, em todas as cidades analisadas, a utilização do PCM acarreta um acréscimo inferior a 1% na potência média mensal requerida pela bomba de água gelada, quando comparado ao sistema convencional.

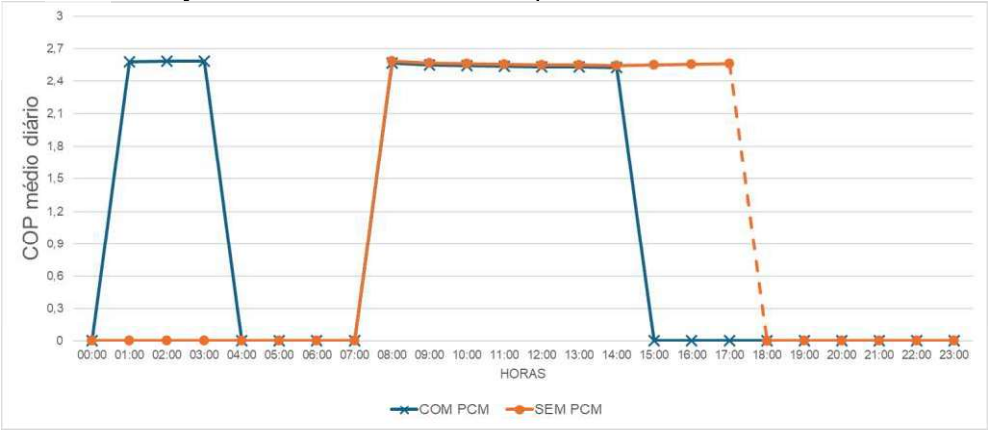
De forma geral, observa-se que o sistema com PCM demanda potência ligeiramente superior ao longo de todos os meses e em todas as localidades avaliadas, refletindo a necessidade adicional de operação associada ao processo de carregamento térmico. Durante essa etapa, a bomba deve permanecer em funcionamento para viabilizar a transferência de calor e o adequado armazenamento de energia no material de mudança de fase. Entretanto, apesar do aumento da potência de bombeamento, esse acréscimo foi inferior à redução observada na potência de compressão, indicando que o impacto do bombeamento adicional foi parcialmente compensado pela menor demanda dos compressores ao longo da operação do sistema.

4.2.7 Análise do COP médio diário da planta no mês de março

A análise anual do coeficiente de performance (COP) permite compreender o comportamento energético global da planta ao longo dos diferentes meses e condições climáticas. Contudo, embora essa abordagem forneça uma visão consolidada do desempenho do sistema, ela não evidencia com o mesmo nível de detalhamento as variações operacionais intradiárias, especialmente aquelas associadas aos períodos de carregamento e descarregamento do PCM.

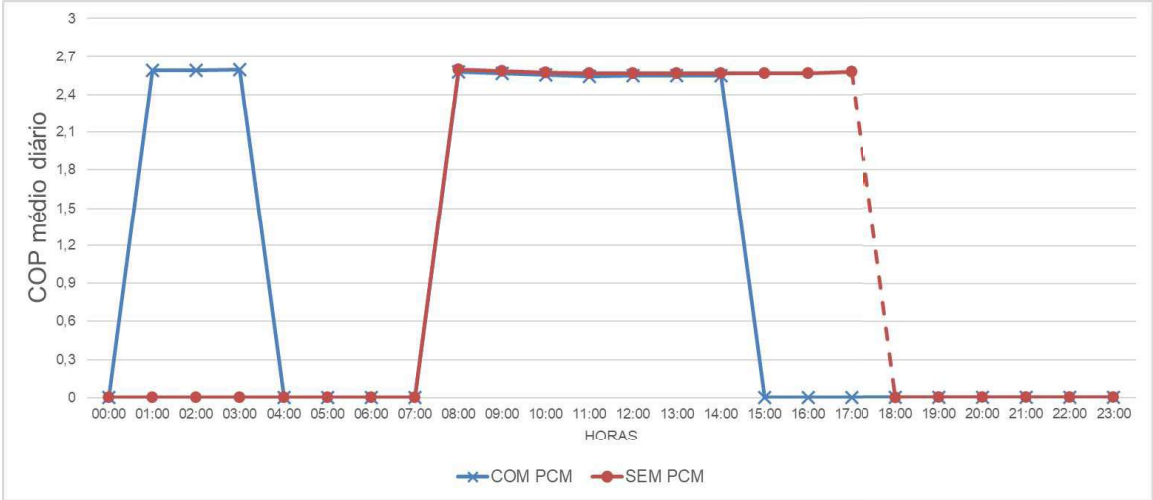
Dessa forma, torna-se necessária uma avaliação com maior resolução temporal, a fim de captar as flutuações diárias de desempenho e seus impactos sobre a eficiência energética da planta. Nesse contexto, as Figuras 33, 34 e 35 apresentam os resultados do COP médio diário da planta, comparando as configurações convencional e com PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina. Os dados referem-se ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília, e ao ano de 2023 para Teresina, permitindo uma análise mais detalhada do comportamento do sistema ao longo dos ciclos diários de operação no mês de março.

Figura 33 - Variação do COP médio horário para Belo Horizonte no mês de março



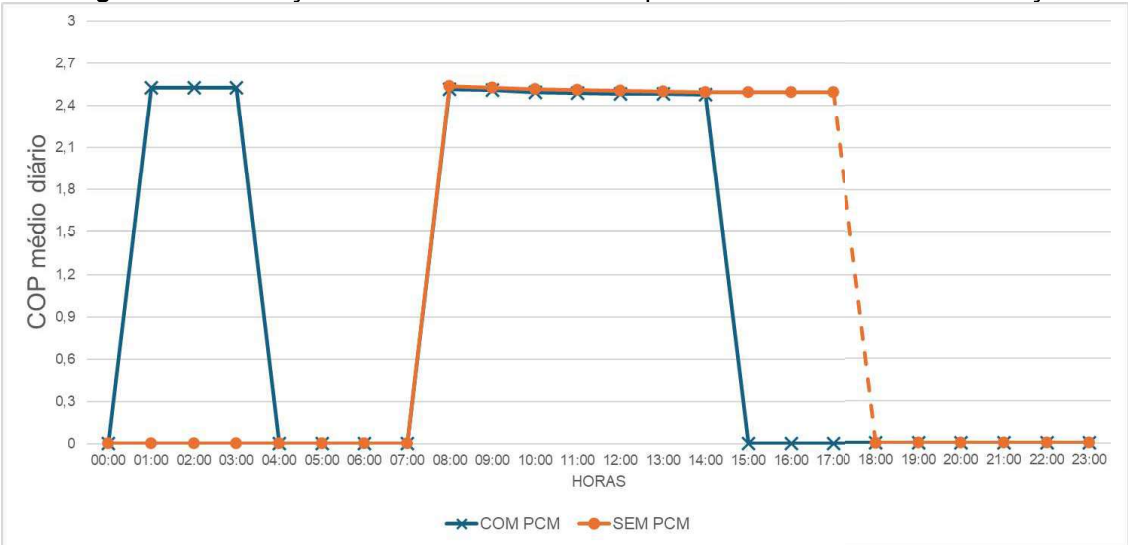
Fonte: Autor

Figura 34 - Variação do COP médio horário para Brasília no mês de março



Fonte: Autor

Figura 35 - Variação do COP médio horário para Teresina no mês de março



Fonte: Autor

Observa-se que o COP assume valores nulos nos períodos em que o sistema se encontra desligado e valores praticamente constantes durante os intervalos de operação. Esse comportamento indica que, ao longo do período ativo, o sistema opera predominantemente em regime quase estacionário, sem variações significativas de eficiência ao longo do dia.

A comparação entre os sistemas convencional e com PCM evidencia que os valores instantâneos de COP são semelhantes para ambos os casos, não sendo observadas diferenças relevantes ao longo do horário de funcionamento. As principais distinções entre os sistemas estão associadas ao período e à estratégia de operação, com o sistema com PCM apresentando maior tempo de funcionamento e operação adicional fora do horário comercial, relacionada ao carregamento térmico do sistema de armazenamento de energia térmica.

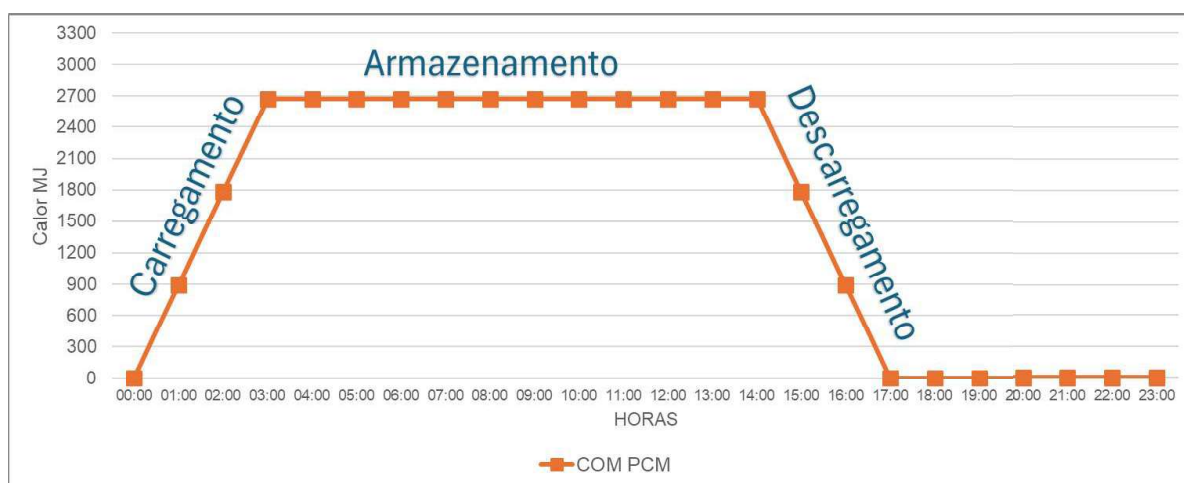
Adicionalmente, observa-se que os perfis horários de COP são semelhantes entre as três cidades analisadas, indicando que o desempenho instantâneo do sistema é fortemente influenciado pelo regime de operação adotado, enquanto as diferenças climáticas exercem impacto mais significativo sobre os valores médios mensais de eficiência.

4.2.8 Análise da média da quantidade de calor no PCM ao longo do dia

A análise do COP médio diário permite compreender, sob a perspectiva energética, os efeitos operacionais da incorporação do PCM ao longo dos ciclos diários de funcionamento da planta. Entretanto, para uma avaliação mais abrangente da estratégia de armazenamento térmico, torna-se igualmente relevante examinar o comportamento do próprio material de mudança de fase, especialmente no que se refere à sua dinâmica de carga térmica.

Nesse contexto, a Figura 36 apresenta os resultados da quantidade de calor média diária armazenada no PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, considerando o ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília, e o ano de 2023 para Teresina. Como a carga térmica foi fixada com o mesmo valor para as três cidades ao longo do ano, o perfil de carregamento e descarregamento do PCM mantém comportamento semelhante em cada dia, refletindo diretamente a padronização da demanda térmica adotada na modelagem.

Figura 36 - Variação da quantidade média de calor ao longo do dia.



Fonte: Autor

Na Figura 36 apresenta-se a variação da quantidade média diária de calor armazenada no material de mudança de fase (PCM) ao longo de um ciclo operacional típico.

Observa-se claramente a presença das etapas de carregamento, armazenamento e descarregamento do sistema de armazenamento de energia térmica. No período inicial do dia, entre 0h e 3h, ocorre o carregamento do PCM, caracterizado pelo aumento progressivo da energia acumulada até que o material atinja sua condição nominal de operação. O processo de descarregamento tem início no período da tarde, entre 14h e 17h, quando a energia previamente armazenada é gradualmente liberada para atendimento da carga térmica, conduzindo o sistema novamente à condição inicial ao final do ciclo diário.

Ressalta-se que o perfil de carga e descarga do PCM permanece inalterado ao longo do ano e é adotado de forma idêntica para todas as localidades analisadas, uma vez que a estratégia de controle operacional do sistema foi mantida constante nas simulações. Esse comportamento confirma que o PCM completa ciclos térmicos diários coerentes com a estratégia de operação estabelecida, validando a modelagem do sistema de armazenamento de energia térmica.

4.2.9 Análise da fração de solidificação do PCM

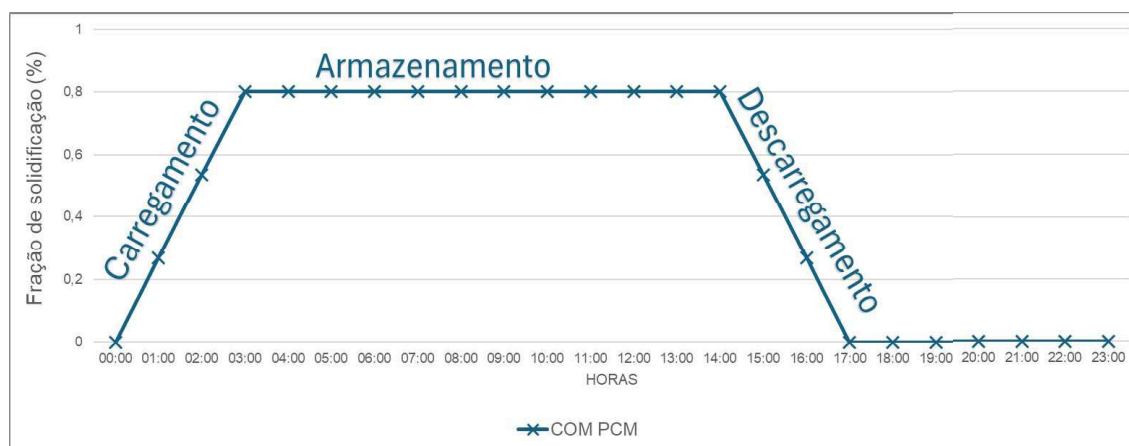
A energia armazenada no PCM representa uma consequência direta do estado de carga do sistema, sendo influenciada pela massa do material e pelo percentual de solidificação alcançado ao longo da operação. Assim, para uma caracterização mais representativa do

comportamento do armazenamento térmico, torna-se necessário analisar a fração de solidificação do PCM durante os ciclos de carga e descarga.

Sob essa perspectiva, a Figura 37 apresenta os resultados da fração de solidificação do PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, considerando-se o ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e o ano de 2023 para Teresina. A análise dessa variável permite avaliar a profundidade do ciclo térmico imposto ao material e verificar o estado físico do PCM durante a faixa horária diária.

Assim, mais do que um indicador complementar, a fração de solidificação constitui um parâmetro determinante para validar a efetividade da estratégia de armazenamento adotada, especialmente sob distintas condições climáticas e regimes de operação.

Figura 37 - Variação da fração de solidificação para o PCM



Fonte: Autor

A Figura 35 apresenta a variação da fração de solidificação do PCM ao longo do dia. Observa-se que, durante o processo de carregamento, a fração de material sólido aumenta até aproximadamente 80,24% da massa total, permanecendo praticamente constante durante o período de armazenamento.

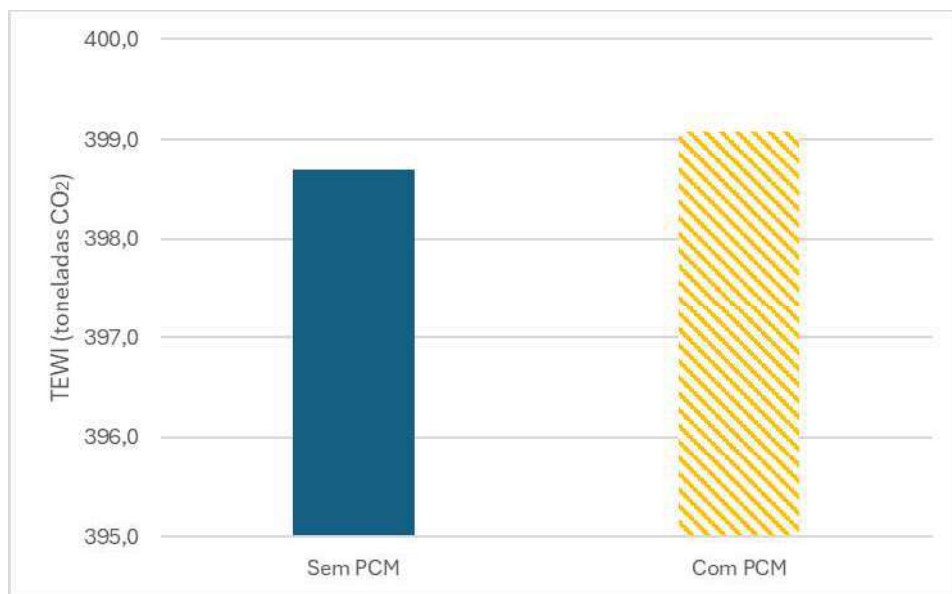
A partir de aproximadamente 14:00, inicia-se o processo de derretimento do PCM, associado ao descarregamento do sistema, com redução progressiva da fração sólida até valores próximos de zero ao final do ciclo. Esse comportamento indica que o material opera predominantemente dentro da faixa de mudança de fase, sem ocorrência de ciclos incompletos ou instabilidades térmicas. Os resultados evidenciam que o controle térmico do PCM é adequado e que o sistema de armazenamento opera de forma consistente, reforçando a confiabilidade dos resultados energéticos e de desempenho apresentados nas seções anteriores.

4.3 Análise ambiental para simulação da operação da planta com ou sem PCM

Nesta etapa do estudo, realiza-se a avaliação do desempenho ambiental da planta de refrigeração sob condições operacionais simuladas, comparando-se a configuração tradicional com torre de resfriamento e a alternativa que utiliza o TES com PCM. A análise contempla as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina, selecionadas por representarem diferentes condições climáticas no território brasileiro, ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina. O impacto ambiental é quantificado a partir das emissões anuais de dióxido de carbono, considerando separadamente as parcelas associadas ao TEWI direto, ao TEWI indireto e ao TEWI total

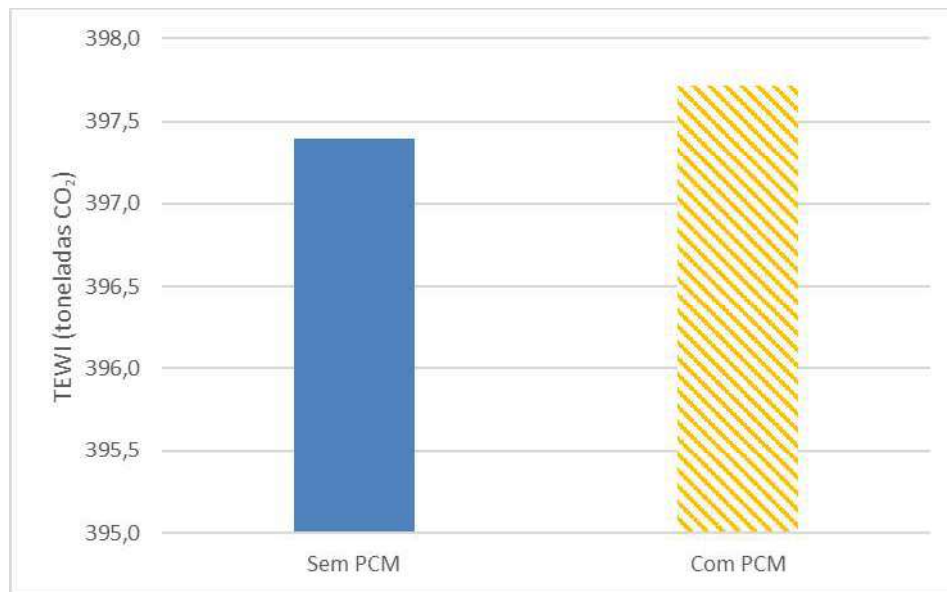
Nas Figuras 38, 39 e 40 são apresentados os resultados do TEWI total para as emissões de CO₂ da planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 38 - Valores anuais do TEWI para a cidade de Belo Horizonte



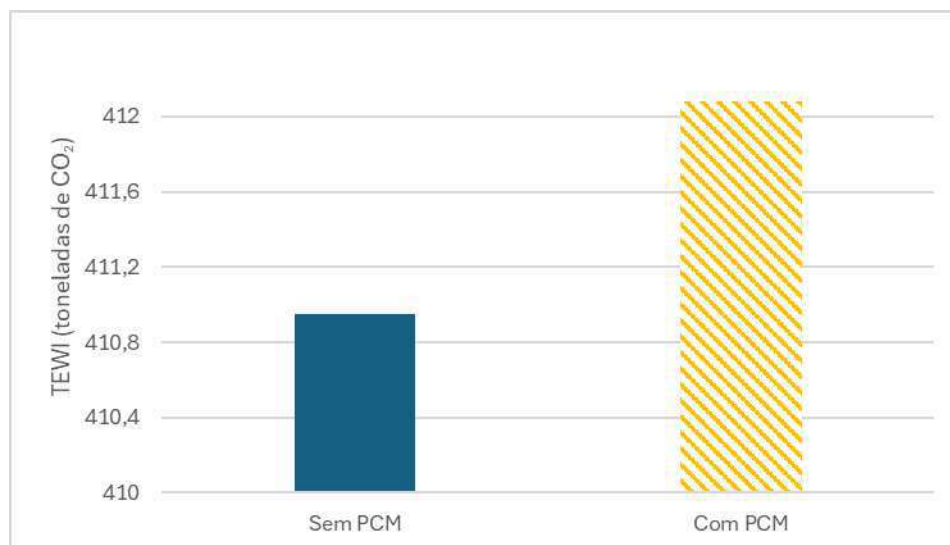
Fonte: Autor

Figura 39 - Valores anuais do TEWI para a cidade de Brasília



Fonte: Autor

Figura 40 - Valores anuais do TEWI para a cidade de Teresina



Fonte: Autor

Como observado nos gráficos, o cenário com PCM apresentou maior consumo energético anual, o que se traduz diretamente em maiores emissões indiretas. Os resultados obtidos indicam que a utilização do PCM, nas condições analisadas neste estudo, não resultou em redução do consumo elétrico do sistema. Esse comportamento pode estar associado a fatores como perdas térmicas durante os processos de carga e descarga, consumo adicional de equipamentos auxiliares e limitações relacionadas ao acoplamento

entre a faixa de operação do PCM e as condições operacionais do sistema de climatização. Dessa forma, o aumento do consumo energético refletiu diretamente nos valores de TEWI, resultando em emissões totais superiores para o cenário com PCM.

Além disso, a diferença entre as cidades reflete suas condições climáticas: regiões mais quentes, onde a carga térmica é maior, naturalmente apresentam TEWI total mais elevado, independentemente do uso de PCM. No entanto, a tendência se mantém: em todas elas, o acréscimo energético do cenário “Com PCM” leva a um TEWI maior.

Portanto, os gráficos demonstram que, nas condições específicas deste estudo, o uso de PCM não reduziu o impacto ambiental equivalente. Em vez disso, resultou em um TEWI mais alto, evidenciando que a aplicação do PCM só traz benefícios ambientais quando acompanhada de uma operação otimizada, capaz de efetivamente reduzir o consumo elétrico ou suavizar a demanda sem penalizar o consumo anual.

A Tabela 9 apresenta a decomposição do TEWI (Total Equivalent Warming Impact) para a cidade de Belo Horizonte, discriminando as parcelas de emissões diretas (TEWI_d) e indiretas (TEWI_i), nos cenários com e sem a utilização de PCM.

Tabela 9 – Dados de composição do TEWI da cidade de Belo Horizonte

	TEWI_d (tCO₂)	TEWI_i (tCO₂)	TEWI (tCO₂)
Sem PCM	92,63	306,06	398,69
Com PCM	92,63	306,45	399,07

Fonte: Autor

A Tabela 9 apresenta a decomposição do TEWI (Total Equivalent Warming Impact) para a cidade de Belo Horizonte, discriminando as parcelas de emissões diretas (TEWI_d) e indiretas (TEWI_i), nos cenários com e sem a utilização de PCM.

Verifica-se que as emissões diretas permanecem inalteradas entre os cenários analisados, com valor de 92,63 tCO₂. Ressalta-se que esse mesmo valor de TEWI_d foi obtido para todas as cidades avaliadas, uma vez que a incorporação do PCM não modifica a carga de fluido refrigerante, a taxa de vazamento adotada, nem os parâmetros associados ao descarte ao final da vida útil. Esse comportamento é coerente com a configuração do sistema, já que o armazenamento térmico atua de forma secundária, sem interferência direta no circuito frigorífico principal.

No que se refere às emissões indiretas, associadas ao consumo de energia elétrica ao longo da vida útil do sistema, observa-se leve elevação no cenário com PCM, passando de

306,06 tCO₂ (sem PCM) para 306,45 tCO₂ (com PCM). Essa diferença de 0,39 tCO₂ corresponde a um acréscimo aproximado de 0,13% nas emissões indiretas.

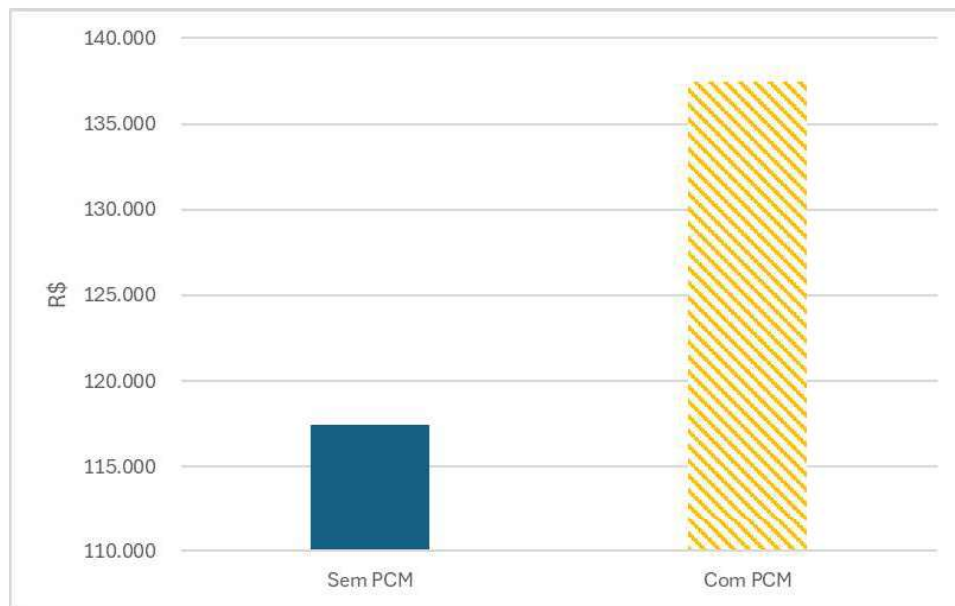
Como consequência, o aumento absoluto no TEWI total é da ordem de 0,38 tCO₂, representando variação inferior a 0,1%. Os resultados indicam que, para as condições climáticas de Belo Horizonte, a incorporação do PCM não promove redução do impacto climático global do sistema sob a ótica do TEWI. Ao contrário, observa-se um incremento marginal, associado principalmente ao consumo energético adicional do circuito secundário de armazenamento térmico.

4.4 Análise financeira da simulação da operação dos sistemas com PCM e convencional sem PCM para o Brasil

Nesta seção serão analisados os resultados financeiros da operação da planta nas configurações convencional e com PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referente aos dados do ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília, 2023 para Teresina. Conforme descrito na seção 3.7. Foram considerados os valores para a economia no consumo de energia elétrica, para a operação com sistema TES com PCM comparativamente com a operação com sistema convencional. Foi realizada uma análise para o payback.

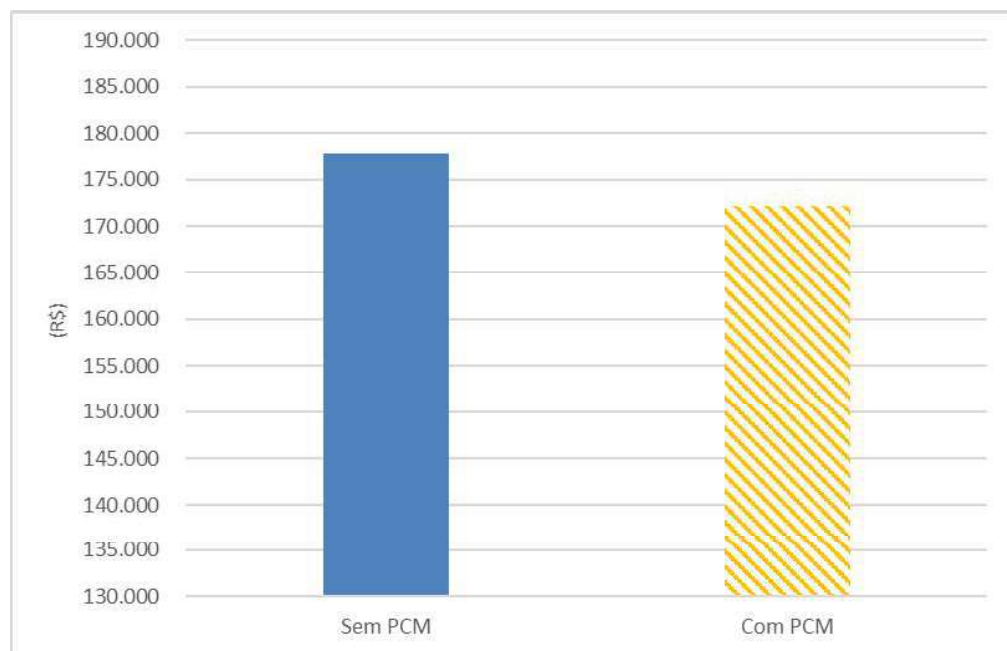
Nas Figuras 41, 42 e 43 são apresentados os resultados para o custo anual da energia para operação da planta nas configurações convencionais e outro com o PCM para as cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Belo Horizonte e Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 41 - Valores anuais para o consumo de energia em Belo Horizonte



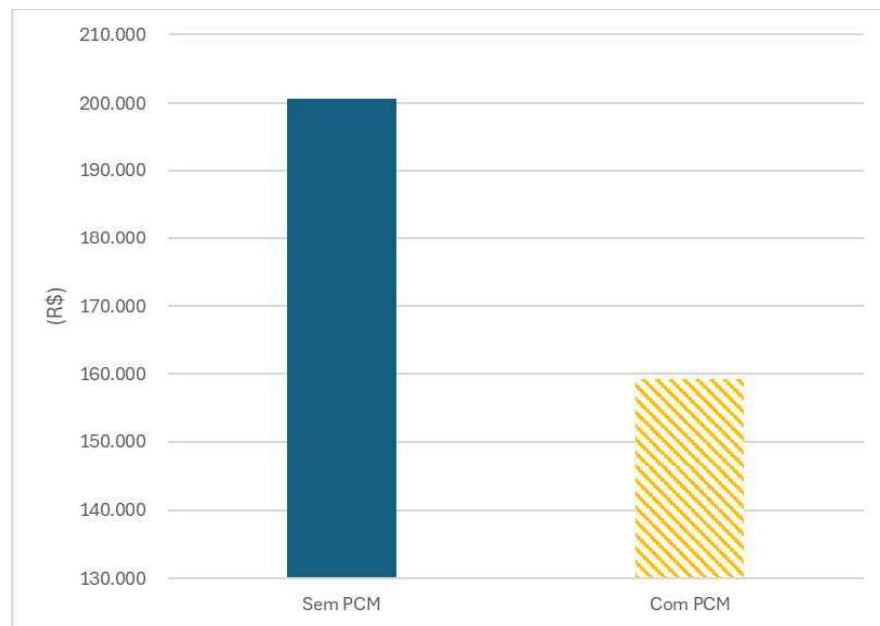
Fonte: Autor

Figura 42 - Valores anuais para o consumo de energia em Brasília



Fonte: Autor

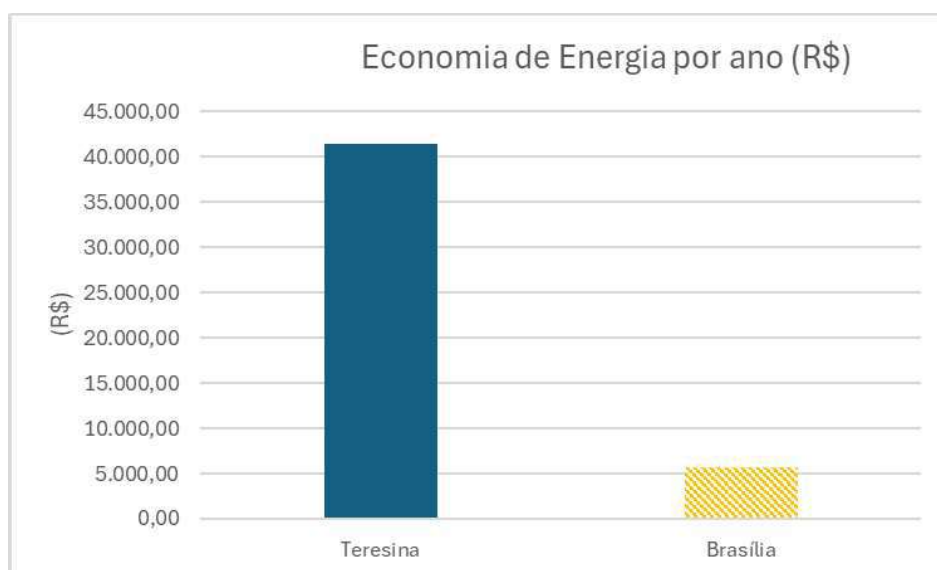
Figura 43 - Valores anuais para o consumo de energia em Teresina



Fonte: Autor

A análise gráfica aponta que a utilização com PCM é favorável do ponto de vista de custo anual da energia nas cidades de Brasília e Teresina, sendo inviável na cidade de Belo horizonte, observa-se que em Brasília os valores são mais próximos com uma diferença de aproximada de R\$5.700,00, já na cidade de Teresina a economia anual é de aproximadamente R\$41.395,00. Na figura 44 observa-se um gráfico com essa comparação.

Figura 44 - Valores de economia de energia por ano

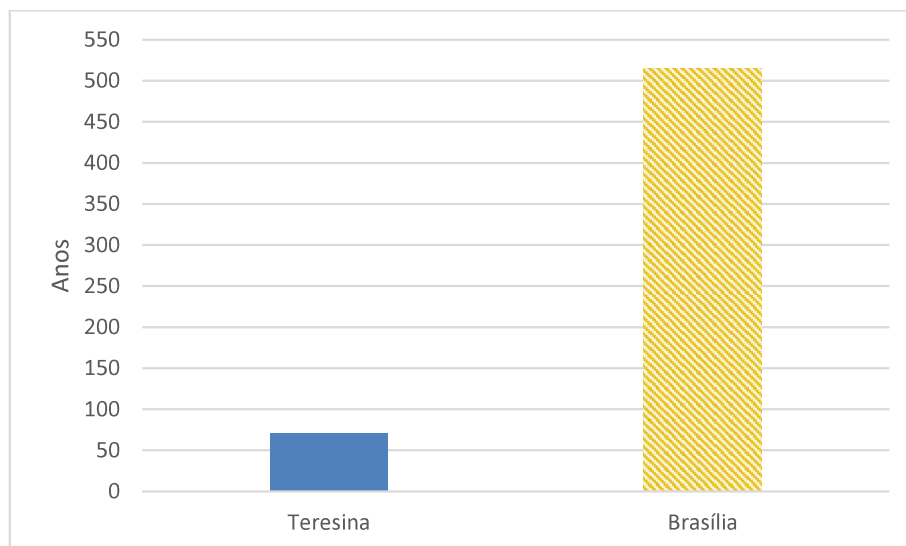


Fonte: Autor

4.4.1 Análise do payback dos sistemas

Na Figura 45 são apresentados os resultados para payback de implementação do sistema com o PCM para as cidades de Brasília e Teresina referentes ao ano de 2024 para Brasília e ao ano de 2023 para Teresina.

Figura 45 - Valores de *Payback*



Fonte: Autor

A Figura 45 apresenta os resultados do payback simples para a implementação do sistema com PCM nas cidades de Teresina e Brasília. Observa-se que o tempo de retorno do investimento é significativamente distinto entre as localidades, evidenciando forte influência das condições climáticas e da redução anual de consumo energético obtida em cada caso.

Para Teresina, o payback estimado foi da ordem de 71 anos, enquanto para Brasília o valor alcançou aproximadamente 514 anos. Essa diferença expressiva está associada ao maior potencial de economia energética no clima quente e predominantemente estável de Teresina, onde o sistema opera sob maiores cargas térmicas ao longo do ano, possibilitando maior aproveitamento do armazenamento térmico. Em contrapartida, em Brasília, onde há maior variação sazonal e períodos com cargas térmicas reduzidas, o benefício energético proporcionado pelo PCM é limitado, resultando em menor economia anual e, consequentemente, em um tempo de retorno significativamente mais elevado.

Apesar da redução no consumo energético observada, os valores de payback indicam que, sob as condições e custos considerados, a viabilidade econômica da implementação do PCM é restrita, especialmente em Brasília.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho avaliou, de forma integrada, o desempenho energético, ambiental e econômico de um sistema de refrigeração de expansão indireta de grande porte equipado com armazenamento de energia térmica (TES) baseado em material de mudança de fase (PCM), em comparação com a configuração convencional sem o TES, considerando condições climáticas representativas de regiões tropicais brasileiras.

A modelagem matemática previamente validada experimentalmente permitiu simular o comportamento anual da planta nas cidades de Belo Horizonte, Brasília e Teresina. A partir dos resultados obtidos, verificou-se que a incorporação do PCM não resultou em melhoria do desempenho energético global. O consumo anual apresentou acréscimos entre 0,10 % e 0,36 %, evidenciando que o deslocamento temporal da carga térmica não se traduziu em ganho energético acumulado ao longo do ciclo anual de operação.

De forma coerente, o indicador ambiental TEWI também apresentou elevação entre 0,08 % e 0,28 %, demonstrando que o sistema com armazenamento térmico não proporcionou redução das emissões equivalentes de CO₂ nas condições analisadas. Tal comportamento confirma que, na ausência de ganho energético efetivo, o impacto ambiental permanece diretamente vinculado ao consumo elétrico anual.

Sob a perspectiva econômica, observou-se economia operacional em Brasília e Teresina, decorrente do deslocamento da demanda para períodos tarifários mais favoráveis. Contudo, os tempos de retorno estimados de 514,35 anos e 71 anos, respectivamente, evidenciam que a solução não se mostra financeiramente viável nas condições atuais de investimento e estrutura tarifária. O elevado custo associado à aquisição e importação do PCM constitui o principal fator limitante para sua aplicação prática em plantas existentes.

Os resultados indicam que a implementação de um sistema de armazenamento de energia térmica (TES) com material de mudança de fase (PCM) em um sistema de climatização de expansão indireta é tecnicamente viável como estratégia de gerenciamento de carga elétrica, possibilitando a redução pontual da potência instantânea demandada pelo sistema e o deslocamento temporal do consumo energético. Entretanto, para o cenário analisado, essa estratégia não se traduziu em benefícios globais sob as perspectivas energética, ambiental e econômica. Embora o TES com PCM tenha contribuído para a modulação da demanda, não foram observadas reduções no consumo anual de energia, no indicador ambiental (TEWI) ou no tempo de retorno do investimento, evidenciando que sua efetividade depende fortemente das condições operacionais e climáticas consideradas.

Do ponto de vista científico, a principal contribuição deste trabalho reside na avaliação quantitativa e comparativa do desempenho do armazenamento térmico em diferentes zonas

climáticas tropicais, evidenciando as limitações práticas da tecnologia nas condições atuais de mercado. Os resultados fornecem subsídios técnicos para futuras investigações que considerem redução de custos do PCM, integração com fontes renováveis ou contextos regulatórios diferenciados, nos quais o armazenamento térmico possa assumir papel estratégico na gestão da demanda energética.

5.1 Sugestão para Trabalhos Futuros

Como continuidade deste estudo, recomenda-se a realização de trabalhos futuros que aprofundem a análise técnica, energética e econômica da aplicação de materiais de mudança de fase (PCM) em sistemas de climatização. Entre as possibilidades de desenvolvimento, destacam-se:

- Avaliação do desempenho do sistema utilizando diferentes tipos de PCM, considerando distintas faixas de temperatura de fusão e propriedades termofísicas;
- Estudo da degradação térmica e da vida útil dos materiais de mudança de fase ao longo da operação contínua do sistema;
- Ampliação da análise para outras condições climáticas e diferentes perfis de operação de edificações;
- Avaliação da integração do sistema com fontes renováveis de energia, como sistemas fotovoltaicos;
- Investigação da aplicação do PCM em outros sistemas HVAC, como termoacumulação em água gelada ou expansão direta.

REFERÊNCIAS

ABEDIN, A. H.; ROSEN, M. A. A Critical Review of Thermochemical Energy Storage Systems. *The Open Renewable Energy Journal*, v. 4, p. 42-46, May 2011. ISSN 905/7213370.

AJAROSTAGHI, S. S. M. et al. Numerical Modeling of the Melting Process in a Shell and Coil Tube Ice Storage System for Air-Conditioning Application. *Applied Sciences*, v. 9, n. 13, p. 2726, July 2019. ISSN 2076-3417.

Akeiber, H., Nejat, P., Majid, M. Z. Abd., Wahid, M. A., Jomehzadeh, F., Zeynali Famileh, I., Calautit, J. K., Hughes, B. R., & Zaki, S. A. (2016a). A review on phase change material (PCM) for sustainable passive cooling in building envelopes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1470–1497. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.036>

Akeiber, H., Nejat, P., Majid, M. Z. Abd., Wahid, M. A., Jomehzadeh, F., Zeynali Famileh, I., Calautit, J. K., Hughes, B. R., & Zaki, S. A. (2016b). A review on phase change material (PCM) for sustainable passive cooling in building envelopes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 60, 1470–1497. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.03.036>

Aljehani, A., Nitsche, L. C., & Al-Hallaj, S. (2020). Numerical modeling of transient heat transfer in a phase change composite thermal energy storage (PCC-TES) system for air conditioning applications. *Applied Thermal Engineering*, 164, 114522. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114522>

Brunelli, L., Borri, E., Pisello, A. L., Nicolini, A., Mateu, C., & Cabeza, L. F. (2024). Thermal Energy Storage in Energy Communities: A Perspective Overview through a Bibliometric Analysis. *Sustainability*, 16(14), 5895. <https://doi.org/10.3390/su16145895>

COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS (CEMIG). *Tarifas de fornecimento de energia elétrica*. Disponível em: <<https://www.cemig.com.br/atendimento/tarifas/>>. Acesso em: 09 novembro. 2025.

De Paula, C. H., Duarte, W. M., Rocha, T. T. M., De Oliveira, R. N., Mendes, R. D. P., & Maia, A. A. T. (2020). Thermo-economic and environmental analysis of a small capacity vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R600a. *International Journal of Refrigeration*, 118, 250–260. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.07.003>

Duarte, W. M., Paulino, T. F., Pabon, J. J. G., Sawalha, S., & Machado, L. (2019). Refrigerants selection for a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water. *Solar Energy*, 184, 527–538. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.027>

EQUATORIAL ENERGIA PIAUÍ. *Estrutura tarifária*. Disponível em: <<https://www.equatorialenergia.com.br/piaui/tarifas/>>. 09 novembro. 2025.

I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort, Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical propertylibrary CoolProp, *Ind. Eng. Chem. Res.* 53 (6) (2014) 2498–2508.

Li, G., & Zheng, X. (2016). Thermal energy storage system integration forms for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 62, 736–757. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.076>

Li, S.-F., Liu, Z., & Wang, X.-J. (2019). A comprehensive review on positive cold energy storage technologies and applications in air conditioning with phase change materials. *Applied Energy*, 255, 113667. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113667>

Li, X.-Y., Yang, L., Wang, X.-L., Miao, X.-Y., Yao, Y., & Qiang, Q.-Q. (2018). Investigation on the charging process of a multi-PCM latent heat thermal energy storage unit for use in conventional air-conditioning systems. *Energy*, 150, 591–600. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.107>

Makhnatch, P., & Khodabandeh, R. (2014). The Role of Environmental Metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the Selection Of Low GWP Refrigerant. *Energy Procedia*, 61, 2460–2463. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.023>

NEOENERGIA BRASÍLIA. *Tarifas de energia elétrica*. Disponível em: <<https://www.neoenergia.com/pt-br/paginas/tarifas.aspx>>. 09 novembro. 2025.

NIE, B. et al. Performance enhancement of a phase-change-material based thermal energy storage device for air-conditioning applications. **Energy and Buildings**, v. 214, p. 109895, May 2020. ISSN 0378-7788.

Rocha, T. T. M., Teggari, M., Trevizoli, P. V., & De Oliveira, R. N. (2023). Potential of latent thermal energy storage for performance improvement in small-scale refrigeration units: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 187, 113746. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113746>

Rocha, T. T. M., Trevizoli, P. V., & De Oliveira, R. N. (2023). A timeline of the phase-change problem for latent thermal energy storage systems: A review of theoretical approaches from the 1970's to 2022. *Solar Energy*, 250, 248–284. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.12.035>

S. Kakaç, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, 2002.

Said, M. A., & Hassan, H. (2018). Parametric study on the effect of using cold thermal storage energy of phase change material on the performance of air-conditioning unit. *Applied Energy*, 230, 1380–1402. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.048>

Said, M. A., & Hassan, H. (2019). A study on the thermal energy storage of different phase change materials incorporated with the condenser of air-conditioning unit and their effect on the unit performance. *Energy and Buildings*, 202, 109353. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109353>

Santos, R. V. D., Barbieri, P. E. L., Duarte, W. M., & De Freitas Paulino, T. (2025). Comparative 4E analysis (energetic, exergetic, environmental and economic) between geothermal heat exchangers and cooling towers in large air conditioning systems in tropical climates. *Journal of Building Engineering*, 100, 111617. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2024.111617>

Sarbu, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 46, 123–141. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.023>

Socaciu, L. G. (2012). *Thermal Energy Storage with Phase Change Material*. (20).

V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.* 16 (2) (1976) 359–367.

Zhao, D., & Tan, G. (2015). Numerical analysis of a shell-and-tube latent heat storage unit with fins for air-conditioning application. *Applied Energy*, 138, 381–392. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.051>

ZHENG, L. et al. Experimental study on the thermal performance of solar air conditioning system with MEPCM cooling storage. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, v. 14, p. 83–88, 2019.