



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
COMISSÃO NACIONAL DE ENERGIA NUCLEAR
CENTRO REGIONAL DE CIÊNCIAS NUCLEARES DO NORDESTE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

LORENA BARROS GUIMARÃES

**INTEGRAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR NO SETOR DE LATICÍNIOS: análise da
viabilidade técnica, ambiental e econômica**

Recife
2024

LORENA BARROS GUIMARÃES

**INTEGRAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR NO SETOR DE LATICÍNIOS: análise da
viabilidade técnica, ambiental e econômica**

Tese Apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Tecnologias
Energéticas e Nucleares da Universidade
Federal de Pernambuco, como requisito
parcial para obtenção do título de Doutora
em Tecnologias Energéticas e Nucleares.
Área de Concentração: Fontes renováveis
de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Emmanuel Damilano Dutra

Coorientador: Prof. Dr. Luís Arturo Gómez Malagón

Recife

2024

.Catalogação de Publicação na Fonte. UFPE - Biblioteca Central

Guimarães, Lorena Barros.

Integração de bombas de calor no setor de laticínios: análise da viabilidade técnica, ambiental e econômica / Lorena Barros Guimarães. - Recife, 2024.

164 f.: il.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas e Nucleares, 2024.

Orientação: Emmanuel Damilano Dutra.

Coorientação: Luís Arturo Gómez Malagón.

Inclui referências.

1. Bombas de calor; 2. Energia solar; 3. Laticínios; 4. Aquecimento; 5. Resfriamento. I. Dutra, Emmanuel Damilano. II. Gómez Malagón, Luís Arturo. III. Título.

UFPE-Biblioteca Central

LORENA BARROS GUIMARÃES

**INTEGRAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR NO SETOR DE LATICÍNIOS: análise da
viabilidade técnica, ambiental e econômica**

Tese apresentada ao Programa de Pós Graduação de Tecnologias Energéticas e Nucleares da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito para a obtenção do título de Doutora em Tecnologias Energéticas e Nucleares. Área de concentração: Fontes Renováveis de Energia.

Aprovado em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Emmanuel Damilano Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco - UFPE

Prof. Dr. Edvaldo Pereira Santos Júnior (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco – UFPE

Prof. Dr. Fabiano Perin Gasparin (Examinador Externo)
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS

Prof. Dr. Fernando Roberto de Andrade e Lima (Examinador Externo)
Centro Regional de Ciências Nucleares do Nordeste da Comissão Nacional
de Energia Nuclear – CRCN-NE/CNEN

Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco - UFPE

Este trabalho é dedicado primeiramente a Deus e a todos aqueles que acreditaram em mim e me ajudaram a alcançar este marco significativo em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter aliviado meus fardos, por me envolver em alegria e louvor, por conceder-me liberdade na esperança da promessa de que o céu está esperando por mim. O Senhor, a razão pela qual hoje eu vivo é para testemunhar a Sua graça e compartilhar a Sua palavra com o mundo. Hoje eu sei que nada foi desperdiçado, nenhuma falha ou erro, porque o Senhor faz todas as coisas trabalharem juntas para o meu bem, para Tua glória e para o Seu nome.

Ao encerrar este capítulo da minha jornada acadêmica, quero expressar minha profunda gratidão a todos, amigos e familiares, que tornaram possível a conclusão desta tese. A fé de vocês em mim e no meu potencial foi uma fonte constante de inspiração, e o apoio de vocês foi como um alicerce sólido sobre o qual tudo que faço vem sendo construído. À medida que celebramos juntos a conclusão desta etapa, quero que saibam o quanto sou grata por tê-los ao meu lado.

Ao meu esposo Henrique, que neste período desafiador esteve ao meu lado, oferecendo seu amor, compreensão e apoio incondicional. Sua paciência, encorajamento foram fundamentais para me manter motivada e focada em alcançar meus objetivos acadêmicos. Seja preparando refeições para me sustentar durante longas noites de estudo, assumindo tarefas domésticas extras para que eu pudesse me concentrar na pesquisa, ou simplesmente me envolvendo em um abraço reconfortante nos momentos de dúvida e cansaço, você sempre esteve presente, tornando cada desafio mais suportável. Saiba que cada conquista alcançada nesta jornada é também sua, pois você foi meu parceiro de equipe, meu maior incentivador e meu porto seguro ao longo do caminho.

Ao meu orientador Emmanuel Dutra pela confiança e apoio inabalável por ter aceitado encarar todos os desafios ao longo deste processo. Ao meu coorientador Luís Arturo por sempre estar presente e não ter me deixado desistir de tudo no momento mais difícil da minha vida, por ter acreditado em mim e ter me orientado e conduzido meus ensinamentos ao longo de toda jornada da minha vida pessoal e profissional.

Ao professor Deivson Sales pelas suas orientações sábias, *insights* valiosos, apoio e amizade que foram inspiradores durante todo o processo de elaboração da minha tese. Sua habilidade em me desafiar intelectualmente e incentivar meu

crescimento pessoal e acadêmico, além da sua paciência, encorajamento e apoio emocional, foram essenciais para que eu superasse os desafios que surgiram.

Aos meus professores da Universidade de Pernambuco (POLI/UPE) por suas generosidades em compartilhar seus conhecimentos e experiências, sempre me cobrando, me motivando e acreditando no meu potencial acima de qualquer coisa: Kênia Carvalho, Maurício Trindade, Eduardo Loureiro, Ricardo Ataíde, Denis Leite e Manfredo Veloso. Sou grata por ter tido a oportunidade de aprender com os senhores e parte do meu sucesso é dedicado a vocês.

Um agradecimento especial aos meus professores Lázara Castillo e Pedro Anselmo Filho por terem me despertado o amor pela área de termofluidos, cujas orientações, não se restringiram apenas a teoria, mas também a importância de aplicar o conhecimento de forma ética e responsável, sempre com o objetivo de contribuir para o bem-estar coletivo. Vocês me inspiraram a buscar constantemente maneiras de utilizar minhas habilidades em engenharia para promover o desenvolvimento sustentável e a melhoria da qualidade de vida das pessoas ao meu redor, verdadeira razão a qual a engenharia existe e sua real relevância para o mundo.

Ao Instituto de Inovação Tecnológica da Universidade de Pernambuco (IIT/UPE), a Associação Instituto de Tecnologia de Pernambuco (ITEP/OS), ao Centro Tecnológico (CT) de Laticínios e a Fazenda São José/Laticínio Belamente pelo apoio e colaboração técnica.

Aos meus alunos gostaria de expressar a minha mais sincera gratidão, pois os senhores se tornaram colaboradores essenciais nessa jornada acadêmica. Seu comprometimento, interesse e, principalmente, apoio, foram verdadeiramente inspiradores, e sou imensamente grata por ter tido a oportunidade de contar com cada um de vocês. Saibam que o sucesso desta Tese não teria sido possível sem a contribuição de vocês. Espero que nossas experiências compartilhadas continuem a nos enriquecer mutuamente, e estou ansiosa para ver cada um de vocês alcançar grandes realizações em seus próprios caminhos acadêmicos e profissionais.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro disponibilizado para a realização desta pesquisa.

“O tempo às vezes é alheio à nossa vontade, mas só o que é bom dura tempo o bastante para se tornar inesquecível”. (CHARLIE BROWN JR., Vícios e virtudes. São Paulo: Sony: 1997. Suporte 3:16 min).

RESUMO

O estudo realizado na região agreste de Pernambuco avaliou a viabilidade técnica, econômica e ambiental de três configurações de sistemas térmicos de Bombas de Calor (BC) para o setor de laticínios, com foco no aquecimento e resfriamento durante a produção de queijos. A primeira configuração combina energia solar térmica e fotovoltaica com um sistema convencional a Gás Liquefeito de Petróleo (GLP) para atender às demandas energéticas de uma BC de estágio único, utilizando o refrigerante R134a para fornecer água fria. A segunda configuração utiliza uma BC de dupla cascata (BCDC) com os refrigerantes R134a e R600a, capaz de produzir vapor e água fria simultaneamente. A terceira configuração envolve uma BC de estágio único com R600a, integrada a um sistema solar térmico para geração de vapor e a um sistema de adsorção de sílica-gel/água para o fornecimento de água fria. A modelagem térmica das BC foi baseada em princípios de termodinâmica e modelos de transferência de calor. O sistema solar térmico foi simulado com o software TRNSYS®, enquanto o sistema fotovoltaico seguiu a norma ABNT NBR 16690:2019. Para a análise de viabilidade econômica, utilizou-se a técnica *Life Cost Saving* (LCS), comparando os custos de oportunidade com as Taxas Mínimas de Atratividade (TMA) de investimentos comuns no mercado. Além disso, o Potencial de Aquecimento Global (PAG) foi avaliado por meio da Avaliação do Ciclo de Vida (ACV), comparando as configurações propostas com os sistemas convencionais. Os resultados indicaram que os sistemas propostos reduziram o consumo de energia em 22,9%, 49,0% e 55,0%, sendo a configuração 3 a mais eficiente em comparação ao sistema convencional. No aspecto ambiental, as reduções no PAG foram de 13,8%, 40,4% e 77,6% para as configurações 1, 2 e 3, respectivamente. Em termos econômicos, todas as configurações apresentaram viabilidade, com destaque para a configuração 2, que alcançou uma TIR de 58,9% ao ano e um *Payback* de 3 anos. O estudo conclui que as configurações propostas são economicamente viáveis e representam alternativas vantajosas para reduzir custos energéticos e impactos ambientais na indústria de laticínios, especialmente nos processos de geração de vapor e água fria.

Palavras-chave: bombas de calor; energia solar, laticínios; aquecimento; resfriamento.

ABSTRACT

The study carried out in the agreste region of Pernambuco evaluated the technical, economic and environmental feasibility of three configurations of thermal systems of Heat Pumps (BC) for the dairy sector, focusing on heating and cooling during cheese production. The first configuration combines solar thermal and photovoltaic power with a conventional Liquefied Petroleum Gas (LPG) system to meet the energy demands of a single-stage BC, using the refrigerant R134a to provide cold water. The second configuration uses a double cascade BC (BCDC) with the refrigerants R134a and R600a, capable of producing steam and cold water simultaneously. The third configuration involves a single-stage BC with R600a, integrated with a solar thermal system for steam generation and a silica-gel/water adsorption system for cold water supply. The thermal modeling of BC was based on principles of thermodynamics and heat transfer models. The solar thermal system was simulated with the TRNSYS[®] software, while the photovoltaic system followed the ABNT NBR 16690:2019 standard. For the economic feasibility analysis, the Life Cost Saving (LCS) technique was used, comparing the opportunity costs with the Minimum Attractiveness Rates (MAT) of common investments in the market. In addition, the Global Warming Potential (GWP) was evaluated through the Life Cycle Assessment (LCA), comparing the proposed configurations with conventional systems. The results indicated that the proposed systems reduced energy consumption by 22.9%, 49.0% and 55.0%, with configuration 3 being the most efficient compared to the conventional system. In the environmental aspect, the reductions in GWP were 13.8%, 40.4% and 77.6% for configurations 1, 2 and 3, respectively. In economic terms, all configurations were viable, with emphasis on configuration 2, which achieved an IRR of 58.9% per year and a Payback of 3 years. The study concludes that the proposed configurations are economically viable and represent advantageous alternatives to reduce energy costs and environmental impacts in the dairy industry, especially in the steam and cold-water generation processes.

Keywords: heat pumps; solar energy, dairy industry; heating; cooling.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Tanque de processo de uma queijaria típica do APL pernambucano.....	24
Figura 2 - Processo de fabricação de queijos em uma queijaria típica do APL pernambucano	25
Figura 3 – Ilustração do processo de fabricação de queijos	27
Figura 4 - Fatores climáticos do Estado de Pernambuco	29
Figura 5 - Perfil esquemático entre as cidades de Correntes/PE e Venturosa/PE	30
Figura 6 - Mapa topográfico do Estado de Pernambuco	30
Figura 7 - Frequência e direção dos ventos no Estado de Pernambuco	34
Figura 8 - Velocidade média anual do vento a diferentes alturas no Estado de Pernambuco	35
Figura 9 - Rede de observações climáticas do Estado de Pernambuco	36
Figura 10 - Faixa de temperatura e aplicações das tecnologias termossolares	37
Figura 11 - Sistemas PV/T: (a) única fonte: baseado em água e (b) duas fontes: ar-água	41
Figura 12 - Mecanismo de convecção natural em superfícies horizontais	48
Figura 13 - Mecanismo de convecção natural em superfícies verticais	50
Figura 14 - Mecanismo de convecção forçada em placas planas isotérmicas	51
Figura 15 - Publicações de BC em aplicações industriais	54
Figura 16 - Fluxograma PRISMA relativo à revisão de literatura conduzida neste estudo	57
Figura 17 - Arquiteturas de BCAT	60
Figura 18 - Fluxograma PRISMA relativo à revisão de literatura conduzida neste estudo	62
Figura 19 - BCAS: (a) expansão direta e (b) expansão indireta	65
Figura 20 - Fonte única: (a) IX-SAHP e (b) DX-SAHP	68
Figura 21 - Dupla fonte: (a) IX-BCAS e (b) DX-BCAS	68
Figura 22 - IX-BCAS de duas fontes em série: água (a) e ar-água (b); e em paralelo: água (c) e ar-água (d)	69
Figura 23 - Configuração de BC com melhor desempenho de acordo com as condições ambientais de temperatura e irradiância	71
Figura 24 - Diagrama da configuração do sistema convencional para fabricação de queijos	74

Figura 25 - Volume de controle do leite: (a) aquecimento (b) resfriamento.....	74
Figura 26 - Modelo CAD do projeto do tanque de processamento. Dimensões em mm.	76
Figura 27 - Diagrama do sistema de BC de único estágio.	80
Figura 28 - Diagrama esquemático com vista em corte do TCDB.....	83
Figura 29 – Malha do tanque de processamento de 200 L	88
Figura 30 - Diagrama da configuração 1	89
Figura 31 - Diagrama da configuração 2	92
Figura 32 - Diagrama de Pressão-Temperatura de evaporação	92
Figura 33 - Diagrama de Pressão-Entalpia (a) e Temperatura-Entropia (b) para uma BCDC.....	94
Figura 34 - Diagrama da configuração 3	100
Figura 35 - Isotermas obtidas com o COMSOL para as etapas de aquecimento (a) pasteurização (b) e resfriamento (c)	110
Figura 36 - Simulação computacional: Temperatura do leite em função do tempo.	111
Figura 37 - Layout do sistema proposto para aquecimento termossolar na configuração 1 no TRNSYS	114
Figura 38 - Perfil da temperatura para o tanque de armazenamento no tempo durante três dias consecutivos.....	115
Figura 39 - Diagrama COP em função da temperatura do trocador de calor intermediário considerando uma variação de temperatura na saída do condensador na faixa de 105°C a 115°C.	117
Figura 40 - Diagrama COP em função da temperatura do trocador de calor intermediário considerando uma variação de temperatura na saída do condensador na faixa de 105°C a 115°C	118
Figura 41 - Dependência dos COPs de aquecimento e resfriamento em função da temperatura na saída do condensador	118
Figura 42 - Diagramas da potência de entrada (a), dos fluxos mássicos (b), das eficiências isentrópicas (c) e da capacidade de aquecimento (d) em função da temperatura na saída do condensador.	119
Figura 43 - Layout do sistema proposto na configuração 5 no TRNSYS	120
Figura 45 - Perfil da energia térmica no tempo durante três dias consecutivos	122
Figura 46 - Fração solar média anual e o fator de utilização médio anual sob a área de coleta para diferentes Tcond (105°C, 110°C e 115°C).....	123

Figura 47 - Fração solar média anual e o fator de utilização médio anual sob a área de coleta para diferentes Tcond (105°C, 110°C e 115°C).....	124
Figura 48 - Análise de sensibilidade econômica: VPL x Margem de lucro	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tipos de tecnologias fotovoltaicas e suas eficiências recordes de laboratório	39
Tabela 2 - Relação dos parâmetros adimensionais para determinação do regime de fluxo.....	50
Tabela 3 - Variáveis analisadas nas publicações revisadas.	58
Tabela 4 - Variáveis analisadas nas publicações revisadas.	63
Tabela 5 - Propriedades termofísicas do R134a.	79
Tabela 6 – Dimensões da modelagem geométricas do TCDB.....	82
Tabela 7 - Propriedades termofísicas do R600a	99
Tabela 8 - Fluxos de calor no processo de aquecimento	106
Tabela 9 - Fluxo de calor no processo de resfriamento	107
Tabela 10 - Parâmetros estatísticos da análise de validação do modelo	112
Tabela 11 - Descrição das propriedades termodinâmicas para $T_m = 61^{\circ}\text{C}$	117
Tabela 12 - Análise técnica das configurações propostas	126
Tabela 13 - Avaliação do PAG das configurações propostas	127
Tabela 14 - Investimento inicial para as configurações propostas	128
Tabela 15 - Custos operacionais e de depreciação	130
Tabela 16 - Indicadores de viabilidade econômica das configurações propostas ...	133
Tabela 17 – Lista dos componentes (Types) utilizados nas simulações em TRNSYS®	156

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ACV	Avaliação do Ciclo de Vida
APL	Arranjos Produtivos Locais
BC	Bomba de Calor
BCAS	Bomba de Calor Assistida por Energia Solar
BCAT	Bomba de Calor de Alta Temperatura
BCDC	Bomba de Calor de Dupla Cascata
CDB	Certificado de Depósito Bancário
CFC	Cúbico de Face Centrada
CPC	Concentrador Parabólico Composto
COP	Coeficiente de Performance
CT	Centro Tecnológico
DX-BCAS	Bomba de Calor Assistida por Energia Solar de Expansão Direta
FAO	<i>Food and Agriculture Organization</i>
FDI	Fator de Dimensionamento do Inversor
FV	Fotovoltaica
GLP	Gás liquefeito de Petróleo
HFCs	Hidrofluorcarbonetos
HTST	<i>High-Temperature Short-Time</i>
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air-Conditioning</i>
ICMS	Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços
ITEP/OS	Associação Instituto de Tecnologia de Pernambuco
IX-BCAS	Bomba de Calor Assistida por Energia Solar de Expansão Indireta
LCS	<i>Life Cycle Savings</i>
LTLT	<i>Low-Temperature Long-Time</i>
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>
PAG	Potencial de Aquecimento Global
PCI	Poder Calorífico Inferior
PHE	<i>Plate Heat Exchanger</i>

PIB	Produto Interno Bruto
SAACS	<i>Solar Assisted Adsorption Cooling System</i>
SUF	<i>Solar Utilization Factor</i>
TC	Trocador de Calor
TCBH	Trocador de Calor de Bobina Helicoidal
TCDB	Trocador de Calor de Dupla Bobina Helicoidal
TIR	<i>Taxa Interna de Retorno</i>
TMA	Taxa Mínima de Atratividade
TRNSYS	<i>Transient System Simulation</i>
UHT	<i>Ultra-High-Temperature</i>
VPL	Valor Presente Líquido

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. OBJETIVOS.....	17
1.1.1. <i>Geral</i>	17
1.1.2. <i>Específicos</i>	18
1.2. ESTRUTURA DA TESE.....	19
2. CONCEITOS PRELIMINARES	20
2.1. PROCESSO DE FABRICAÇÃO DE QUEIJOS NO APL PERNAMBUCANO	23
2.2. FONTES RENOVÁVEIS DE ENERGIA NO SEMIÁRIDO PERNAMBUCANO	28
2.2.1. <i>Geotérmica</i>	30
2.2.2. <i>Biomassa</i>	32
2.2.3. <i>Eólica</i>	33
2.2.4. <i>Solar</i>	35
2.2.5. <i>Tecnologias termossolares</i>	36
2.2.6. <i>Tecnologias fotovoltaicas</i>	38
2.2.7. <i>Tecnologias solares híbridas</i>	41
2.3. FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA E DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	43
2.3.1. <i>Análise termodinâmica</i>	43
2.3.2. <i>Análise térmica</i>	46
3. REVISÃO DA LITERATURA	54
3.1. APLICAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR NOS PROCESSOS INDUSTRIAIS	54
3.2. BOMBAS DE CALOR ASSISTIDAS POR ENERGIAS RENOVÁVEIS PARA APLICAÇÕES INDUSTRIAIS	61
4. MATERIAIS E MÉTODOS	73
4.1. CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO CONVENCIONAL PROPOSTO.....	73
4.2. ANÁLISE TÉCNICA	88
4.2.1. <i>Configuração 1</i>	89
4.2.2. <i>Configuração 2</i>	91
4.2.3. <i>Configuração 3</i>	99
4.3. ANÁLISE AMBIENTAL	102

4.4.	ANÁLISE ECONÔMICA	103
5.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	106
5.1.	ANÁLISE TÉCNICA.....	114
5.1.1.	<i>Configuração 1</i>	<i>114</i>
5.1.2.	<i>Configuração 2</i>	<i>116</i>
5.1.3.	<i>Configuração 3</i>	<i>120</i>
5.1.4.	<i>Comparando os sistemas estudados.....</i>	<i>124</i>
5.2.	ANÁLISE AMBIENTAL	127
5.3.	ANÁLISE ECONÔMICA.....	128
6.	CONCLUSÕES	135

1. INTRODUÇÃO

A extensiva utilização de combustíveis fósseis para impulsionar o progresso socioeconômico tem gerado sérias ameaças ao meio ambiente equilibrado, incluindo a poluição atmosférica, o aquecimento global e outros problemas ambientais. No Brasil, o setor industrial é responsável por cerca de 32% do consumo total de energia, sendo aproximadamente 78% destinados à energia térmica para processos de aquecimento ou resfriamento (HAHN, P., MESQUITA, M., PEREIRA, L. T., KNAACK, J., & EPP, 2017).

Para atender essa demanda, os combustíveis fósseis são utilizados, com 18,2% (EPE, 2015) destinados à geração de calor em baixas temperaturas ($<150^{\circ}\text{C}$) (KALOGIROU, 2016). Além disso, a geração de calor residual é um aspecto relevante em indústrias específicas, como alimentícia, têxtil, celulose e química, contribuindo para um consumo significativo de energia térmica.

A baixa eficiência energética do setor industrial resulta em desperdício de energia e emissões substanciais de CO_2 , tornando-o um dos principais emissores de poluentes. Para enfrentar esse problema, foram desenvolvidas várias medidas e acordos, como o Acordo de Paris e o Protocolo de Montreal, visando promover práticas industriais mais sustentáveis e com menor emissão de carbono (IDEC, 2022).

O Brasil se comprometeu a reduzir suas emissões de carbono em 50% até 2030 e alcançar a neutralidade de carbono até 2050 (MELITO, 2023). Para isso, é essencial que as indústrias brasileiras busquem soluções alternativas para promover uma produção mais limpa e sustentável.

O setor industrial pode utilizar água quente, ar quente, vapor, ar frio e água fria como fluidos de trabalho para atender às necessidades térmicas. Convencionalmente, a produção de vapor industrial é realizada por caldeiras à lenha ou aquecedores à GLP (ELETROBRAS; PROCEL, 2006). Já para o resfriamento, diversos equipamentos podem fornecer água resfriada, como torres de resfriamento e Trocadores de Calor (TC) combinados com sistemas de Bombas de Calor (BC) (STOECKER, 1998).

As BC apontam como uma oportunidade de descarbonização do setor, haja vista que as mesmas são dispositivos eletromecânicos que têm como objetivo

principal realizar a transferência de energia térmica de uma fonte fria para uma fonte quente, utilizando uma fonte de potência externa (geralmente de natureza elétrica). Esses dispositivos podem ser empregados tanto para aquecimento de baixa temperatura (30°C – 60°C) quanto para resfriamento, constituindo um sistema de multi geração (RAZI; DINCER, 2020). As BC podem operar por meio de ciclos termodinâmicos de absorção/adsorção ou compressão mecânica de vapor, sendo este último o método mais amplamente utilizado (INCROPERA; DEWITT, 1996).

Apesar das BC serem tecnologias já conhecidas, as mesmas são pouco difundidas para aplicações industriais, já que sua performance operacional é limitada ao lidar com demandas de elevadas temperaturas (90°C – 160°C) quando atuam em um único estágio (ARPAGAUS *et al.*, 2018). Diversos estudos têm sido conduzidos na última década a fim de estabelecer soluções para que esses sistemas possam superar tal limitação, quer seja utilizando diferentes arquiteturas de configuração ou quando combinadas com tecnologias pré-comerciais e refrigerantes de alto desempenho (JIANG, J. *et al.*, 2022; KANG, D. H.; NA; KIM, M. S., 2017; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín; FERNÁNDEZ-MORENO; MOTA-BABILONI, Adrián, 2022a).

A implementação de sistemas de BC de alta temperatura (BCAT), especialmente a configuração em dupla cascata (BCDC), surge como uma solução promissora para a geração de vapor combinada com fontes de calor de baixa temperatura (LU, Z. *et al.*, 2022a; MATEU-ROYO *et al.*, 2021a). A utilização de sistemas renováveis de energia, como fonte para essa configuração, pode contribuir ainda mais para a melhoria da eficiência energética. No entanto, essa abordagem requer uma avaliação cuidadosa dos aspectos técnicos e da disponibilidade dos recursos renováveis, que estão diretamente relacionados à localização geográfica do empreendimento industrial (CHEN, Hongkai; LI, Zeyu; XU, Yongrui, 2020; COX; BELDING; LOWDER, 2022).

Nesse contexto, a região agreste do Estado de Pernambuco emerge como um cenário promissor para a implementação desses sistemas, não apenas devido às condições favoráveis para a exploração da energia solar (PEREIRA, E. *et al.*, 2017), mas também pela presença de Arranjos Produtivos Locais (APL) relevantes no cenário econômico nacional (SAMPAIO, Y. De S. B. *et al.*, 2012), tais como: o de confecções, o lácteo, o de vitivinicultura e o gesseiro (TÁVORA, 2021). Destaca-se o

APL de laticínios do semiárido pernambucano, pois é o segundo maior polo produtor da região nordeste (ARAÚJO, 2018), que em 2022 foi responsável pela produção de 1 bilhão e 178 milhões de litros de leite (IBGE, 2023a), representando 2,8% do total nacional (IBGE, 2023b).

Neste APL, composto por aproximadamente 176 empresas, cerca de 95,4% são micro e pequenas empresas (XIMENES, 2021), cuja especificidade produtiva se concentra na fabricação de queijos artesanais (SECTI/PE, 2017). Entretanto, esse setor enfrenta desafios, especialmente devido à assimetria tributária em relação ao leite externo, beneficiado por isenções de Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços (ICMS), o que resulta em desvalorização do produto local e intensificação da competição no mercado. Isso torna difícil para os pequenos produtores atenderem plenamente às demandas do mercado, evidenciando a necessidade de estratégias específicas para fortalecer sua posição (ALEPE, 2023a).

Dessa forma, o presente estudo teve como objetivo analisar os indicadores técnicos, econômicos e ambientais, para otimizar a fabricação de queijos no APL pernambucano, utilizando de sistemas de BC integrados ao APL lácteo pernambucano. O queijo é um produto obtido pelo processamento do leite em um tanque de camisa dupla, que passa por etapas de aquecimento, pasteurização, resfriamento, fermentação e coagulação. Assim, para analisar esse processo é necessário definir o perfil da carga térmica em cada uma dessas etapas. Tal perfil foi determinado através do levantamento dos dados referente ao processo convencional obtido por meio de visitas técnicas a alguns produtores locais.

O levantamento dos dados referentes aos processos empregados pelos pequenos produtores foi realizado junto a Associação Instituto de Tecnologia de Pernambuco – ITEP/OS no Centro Tecnológico (CT) de Laticínios, sediado no município de Garanhuns/PE. Assim, a base dos cenários analisados foi constituída pelo perfil de consumo energético das etapas de aquecimento e resfriamento no processo produtivo.

Considerando a variação sazonal do recurso solar e a necessidade de assegurar a continuidade do processo industrial, independentemente das flutuações energéticas, o estudo em questão partiu para elaboração de configurações de integração dos sistemas de BC, de modo a estimar a quantidade de energia que pode ser convertida em energia térmica útil ao longo do tempo. Para tal, simulações

computacionais foram conduzidas utilizando o software TRNSYS® em conjunto com um modelo térmico do sistema de BCDC desenvolvido em Python®. Para determinar o dimensionamento do sistema solar auxiliar, foram empregados métodos analíticos de previsão da quantidade de radiação solar disponíveis na literatura (DUFFIE; BECKMAN, 2013; KALOGIROU, 2016).

Sendo assim, foram avaliadas e modeladas três configurações para melhorar um sistema de fabricação de queijos com capacidade para processar 200 L de leite em cada ciclo, resultando na produção de 18 kg de queijo. Cada ciclo ocorre diariamente, totalizando 21 dias de produção por mês. A primeira configuração propõe o uso de energia solar para auxiliar na geração de vapor e água fria, combinando um sistema termossolar com o sistema convencional à GLP, além de empregar um sistema fotovoltaico em conjunto com um TC de bobina helicoidal (TCBH) como evaporador em uma BC de estágio único com R134a como refrigerante, visando alimentar o compressor da BC. A segunda configuração consiste em uma BCDC para produzir vapor e água fria simultaneamente. Por fim, na terceira configuração, uma BC de estágio único com R600a como refrigerante é integrado tanto a um sistema termossolar para gerar vapor, quanto a um sistema de adsorção com sílica-gel/água para fornecer água fria.

Este estudo se destaca ao identificar medidas que diminuem a dependência de fontes de energia convencionais no processo produtivo, empregando tecnologias comuns em configurações inovadoras para uma aplicação diferente do usual. Além disso, busca reduzir os custos para pequenos produtores e minimizar o desperdício de energia no setor. Essas contribuições são importantes não apenas para a eficiência econômica local, mas também para fornecer uma alternativa energética a nível de produção em escala global, além de ajudar a mitigar os impactos ambientais dos subprodutos nocivos gerados durante a fabricação de queijos.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Geral

Analisar a viabilidade técnica, econômica e ambiental de configurações de sistemas térmicos de BC no APL de laticínios de Pernambuco para o atendimento

das demandas de aquecimento e resfriamento presentes na sua malha industrial no processo de fabricação de queijos.

1.1.2. Específicos

- Realizar um estudo conceitual da aplicação do uso de bombas de calor para geração de vapor e água fria nos processos industriais;
- Levantar a demanda térmica e do consumo dos insumos presentes na cadeia de processo de queijaria típica de pequeno porte do APL lácteo pernambucano;
- Mapear as fontes alternativas renováveis disponíveis na região do semiárido do Estado de Pernambuco;
- Elaborar três propostas de configuração de sistemas para atender as demandas da aplicação, integrando os sistemas convencionais com a fonte energética renovável de maior destaque na região;
- Realizar a modelagem geométrica, fundamental para a representação visual e estrutural de objetos físicos, e matemática das configurações propostas, essencial para a análise, compreensão e otimização de sistemas e fenômenos reais;
- Simular computacionalmente as respostas térmicas das configurações em regime quase-estático, para fim de estabelecer as condições limites de operação, e em regime transiente, para fim de avaliar seus desempenhos em condições dinâmicas de operação;
- Aplicar os critérios de viabilidade pautado nos indicadores técnicos, econômicos e ambientais de desempenho operacional das configurações propostas;
- Avaliar os dados resultantes das simulações, para fim de estabelecer a configuração mais adequada para compor a malha de processo da instalação industrial;
- Promover a transferência de tecnologia aos empresários do setor através da elaboração de um projeto conceitual da melhor proposta analisada.

1.2. ESTRUTURA DA TESE

Este trabalho está organizado em 6 capítulos. O Capítulo 1 se destina à introdução, no qual constam a motivação e os objetivos.

O Capítulo 2 dedica-se a apresentação dos conceitos preliminares, abordando, inicialmente, a importância do agronegócio na economia brasileira, destacando a sua colaboração com a indústria alimentícia, além de ressaltar o setor de laticínios e suas demandas energéticas de acordo com seus processos de fabricação. O capítulo ainda se destina a descrever o processo de fabricação de queijos no setor lácteo do Estado de Pernambuco, o mapeamento das fontes renováveis disponíveis na região do semiárido pernambucano, os fundamentos da termodinâmica e da transferência de calor.

No Capítulo 3 é apresentado o estado da arte. A dissertação deu-se a respeito da revisão de literatura, ressaltando o número de publicações do tema ao longo do tempo, de modo a apontar a relevância do mesmo nos últimos dois anos.

No Capítulo 4 destina-se aos materiais e métodos utilizados no desenvolvimento do trabalho, descrevendo como foi realizada a análise técnica, ambiental e econômica das configurações propostas. Neste capítulo são detalhadas as modelagens geométrica e matemática (dimensional e térmica) dos subsistemas integrantes nas configurações avaliadas, bem como uma explicação de como foram realizadas as simulações. Além de incluir informações sobre como os dados foram coletados, quais instrumentos foram utilizados, como foram realizadas as análises, quais foram os critérios de seleção dos fluidos refrigerantes, entre outros detalhes relevantes.

No capítulo 5 são apresentados os resultados das simulações computacionais, assim como as discussões a respeito dos mesmos. Além disso, foram avaliadas as implicações dos resultados para o desenvolvimento desse estudo.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho. Neste capítulo final, pode-se ressaltar as principais contribuições do trabalho para essa área de pesquisa, além de sugestões para trabalhos futuros.

2. CONCEITOS PRELIMINARES

O agronegócio desempenha um papel essencial na economia brasileira, representando uma das bases fundamentais para o desenvolvimento do país, pois não é apenas responsável pelo abastecimento alimentar nacional, como também auxilia na geração de empregos e no comércio internacional. No ano de 2022 essa atividade econômica correspondeu a 25% do Produto Interno Bruto (PIB) do Brasil (CEPEA/CNA, 2023).

A colaboração entre a indústria alimentícia e o agronegócio é essencial para proporcionar aos consumidores uma diversidade de alimentos. Essa parceria abrange todo o processo, desde o fornecimento das matérias-primas agrícolas até o processamento e transformação dessas em produtos alimentícios prontos para consumo. Além disso, essa parceria se estende às atividades de embalagem e conservação, nas quais a implementação de tecnologias é fundamental para otimizar o processo, assegurando a qualidade e a segurança dos produtos alimentícios. Nesse cenário, o setor está sujeito a regulamentações rigorosas que estabelecem padrões de produção relacionados a esses fatores (BRASIL, 2004).

O atendimento meticuloso desses padrões de qualidade, estabelecidos pela indústria alimentícia, envolve a aplicação de tratamentos térmicos. Esses tratamentos visam controlar ou inativar o crescimento de patógenos, proporcionando também uma extensão na vida útil dos seus produtos (BRASIL, 2017).

Neste contexto, a energia é majoritariamente obtida na forma térmica, representando entre 75% a 85% do consumo total do setor, enquanto que o restante de sua demanda é suprido na forma de eletricidade. Estima-se que esse consumo é responsável por aproximadamente 53% do total de emissões de CO₂ equivalente a nível de produção (EGAS *et al.*, 2021).

Esse impacto ambiental está relacionado a forma como essa energia térmica é obtida, já que são geradas por meio da queima de combustíveis fósseis (diesel, gás natural e GLP) e biomassa térmica (lenha) em sistemas de caldeiras ou pela utilização de sistemas eletrotérmicos.

Por outro lado, a eletricidade também é empregada para alimentar sistemas de refrigeração e outros dispositivos ao longo da cadeia de processos, como bombas, homogeneizadores, sistemas de controle e iluminação. A refrigeração é

principalmente empregada para resfriar produtos, ambientes ou equipamentos, de forma que seus principais fluidos de trabalho utilizados são o ar e a água resfriada. Tais fluidos advêm, geralmente, de equipamentos típicos em muitas instalações comerciais e industriais de sistemas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (*Heating, Ventilation and Air-Conditioning* - HVAC), tais como: torres de resfriamento e BC de compressão mecânica de vapor (EMERY; OSTENVALD, 1990).

Embora os processos de aquecimento e refrigeração sejam distintos em suas funções principais, esses sistemas muitas vezes se complementam para atender às diversas necessidades da indústria alimentícia, proporcionando condições ideais para produção, armazenamento e distribuição de alimentos. O setor de processamento de laticínios está entre os setores que mais consomem energia nas indústrias alimentícias, haja vista que desde a coleta até o processamento do leite, o controle da temperatura é essencial para manter a integridade nutricional do mesmo e de seus derivados (BYLUND, 1995).

A pasteurização é o tratamento térmico mais empregado na planta de processamento, se caracterizando por ser a primeira etapa dos processos executados no setor. A ingestão de produtos lácteos pasteurizados contribui para segurança alimentar e proteção a saúde dos consumidores, assegurando que o leite seja uma fonte nutritiva sem os riscos associados à presença de microrganismos (vírus e bactérias) que podem estar presentes no leite cru (recém extraído) (MAPA, 2018).

De maneira geral, esse processo de esterilização envolve a manutenção da temperatura do leite, em um patamar que não altere suas propriedades físicas, químicas e organolépticas. Tal processo é conduzido por um determinado período de tempo, sob circulação forçada lenta, de forma a uniformizar a temperatura ao longo de todo o volume a ser processado (MAPA, 2018).

As etapas subsequentes para direcionamento do leite pasteurizado na planta de processamento necessitam que o mesmo passe por processos de resfriamento utilizando água fria, cujo patamar de temperatura depende da finalidade do produto a ser fabricado (BYLUND, 1995). Assim, verifica-se que para sua aplicação são necessárias demandas simultâneas de aquecimento e resfriamento.

São empregados três métodos distintos de pasteurização, os quais são categorizados com base na temperatura de aquecimento e no tempo de retenção:

pasteurização lenta (*Low-Temperature Long-Time* - LTLT), pasteurização rápida (*High-Temperature Short-Time* - HTST) e pasteurização de ultra alta temperatura (*Ultra-High-Temperature* - UHT). Na LTLT o leite cru é aquecido a uma temperatura de cerca de 62°C a 65°C por 30 min, enquanto que na HTST o leite é aquecido rapidamente a uma temperatura mais alta, em torno de 72°C a 75°C, por 15 a 20 s (BYLUND, 1995). Já na UHT, a temperatura é muito mais elevada, em torno de 125°C a 138°C, por um curto período de tempo, variando de 2 a 4 s (DASH *et al.*, 2022).

A escolha do método a ser aplicado dependerá das necessidades específicas atreladas ao empreendimento, haja vista que seus impactos são refletidos não apenas em termos de eficácia na eliminação dos patógenos. Além disso, também em função dos custos de produção, relacionados ao consumo de energia, ao tempo de processamento e na qualidade sensorial do tipo de produto que está sendo processado também são afetados (BRASIL, 2017).

Em 2015, a Organização das Nações Unidas para Alimentação e Agricultura (*Food and Agriculture Organization* – FAO) estimou que, em sua totalidade, a cadeia de abastecimento do setor de laticínios correspondia a 2,8% das emissões globais dos GEE (FAO AND GDP, 2018). Um estudo conduzido por Ladha-Sabur *et al.* em 2019, proporcionou uma análise abrangente do consumo energético na fabricação de alimentos, destacando as quantidades gerais consumidas por unidade de produto manufaturado. Os resultados revelaram que, em média, a produção de queijo consome aproximadamente 1,1 MJ de eletricidade e 3,94 MJ de energia térmica (baseada no consumo de combustível) por quilograma de queijo produzido. Em comparação, a produção de leite fresco consome cerca de 0,93 MJ de eletricidade e 1,8 MJ de energia térmica por quilograma de leite produzido (LADHA-SABUR *et al.*, 2019).

Essas informações proporcionam uma compreensão valiosa da eficiência energética desses processos, destacando as consideráveis demandas de energia associadas à produção de queijo. É crucial enfatizar que o processo de pasteurização ocorre em temperaturas moderadas, resultando em uma parcela significativa de calor residual que pode ser capturado e reutilizado para diversas finalidades dentro da própria instalação.

A presença de calor residual no local apresenta um potencial significativo para a integração de BC nessa indústria, desse modo, as mesmas podem ser empregadas como sistemas adicionais para suprir as necessidades de aquecimento, aproveitando o calor rejeitado pelo sistema de refrigeração ou por outros sistemas que geram calor em baixa temperatura, como a integração com fontes renováveis de energia. Dessa forma, é possível reduzir ou evitar eficazmente o consumo de vapor ou água quente necessário para a pasteurização e outros processos térmicos utilizando BC (SCHLOSSER; ARPAGAU; WALMSLEY, 2019).

Além disso, as diversas configurações de BC, principalmente as que apresentam mais de um estágio, como as BCDC, têm a capacidade de fornecer aquecimento e resfriamento simultaneamente para aplicações na indústria láctea. Isso é particularmente relevante, uma vez que a demanda de aquecimento para a pasteurização do leite se enquadra na faixa de temperatura de fornecimento das BCAT comercialmente disponíveis. Adicionalmente, destaca-se a utilização de sistemas solares térmicos como fonte auxiliar às BC para garantir uma maior flexibilidade operacional, pois são tecnologias de descarbonização complementares que buscam maximizar a disponibilidade de energia térmica ao longo do ano em condições climáticas variadas (MARTÍNEZ-RODRÍGUEZ *et al.*, 2023).

Sendo assim, a fim de proporcionar uma compreensão mais abrangente dos procedimentos adotados para conduzir esse trabalho de análise da viabilidade técnica, econômica e ambiental da implementação de BC no processo de fabricação de queijos, este capítulo foi dividido em 3 seções. A primeira seção apresentará a descrição do processo no setor lácteo do Estado de Pernambuco, descrevendo o comportamento térmico e do consumo dos principais insumos presentes na sua cadeia produtiva em âmbito local. A segunda seção apresentará o mapeamento das fontes renováveis disponíveis na região do semiárido pernambucano, visando identificar alternativas potenciais para melhorar o processo e a eficiência energética do setor. A terceira seção tem como objetivo apresentar os fundamentos da termodinâmica e os princípios da transferência de calor utilizados na modelagem térmica do sistema.

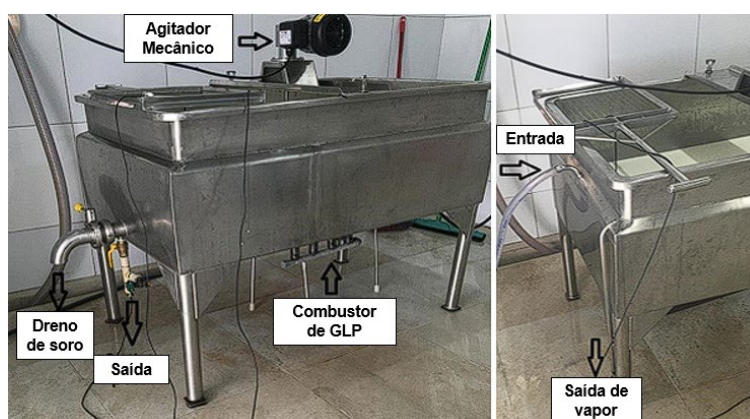
2.1. PROCESSO DE FABRICAÇÃO DE QUEIJOS NO APL PERNAMBUCANO

O processo de fabricação de queijo tem início com a coleta do leite cru de animais bovinos, caprinos ou ovinos, já que esses são típicos da região agreste meridional na qual o setor está localizado. Após a ordenha, o leite cru é armazenado e encaminhado para o centro produtivo. Ao chegar na instalação industrial, o leite é filtrado para remoção de impurezas e resíduos, sendo posteriormente direcionado para a etapa de pasteurização.

A pasteurização lenta (62-65°C, 30 min) é o tratamento térmico mais difundido no APL lácteo do Estado, já que os equipamentos necessários para sua execução são mais acessíveis de serem adquiridos, operados e mantidos para os produtores locais que possuem recursos financeiros limitados. Além disto, haja vista a especificidade produtiva dos queijos artesanais, esse método é o mais adequado, pois minimiza a degradação nutricional do leite, mantendo a autenticidade e as características únicas desses queijos.

Para atingir a temperatura de processo é empregado vapor de água em um tanque de processamento de camisa dupla de aço inox. Esse vapor é produzido por meio de um sistema de aquecimento composto por queimadores a GLP localizados na parte inferior do tanque, conforme ilustrado na Figura 1. Adicionalmente, na base do tanque, encontra-se uma placa de aço carbono denominada "Placa de Sacrifício", cuja finalidade é preservar o aço inox evitando o contato direto do mesmo com a chama.

Figura 1 - Tanque de processo de uma queijaria típica do APL pernambucano



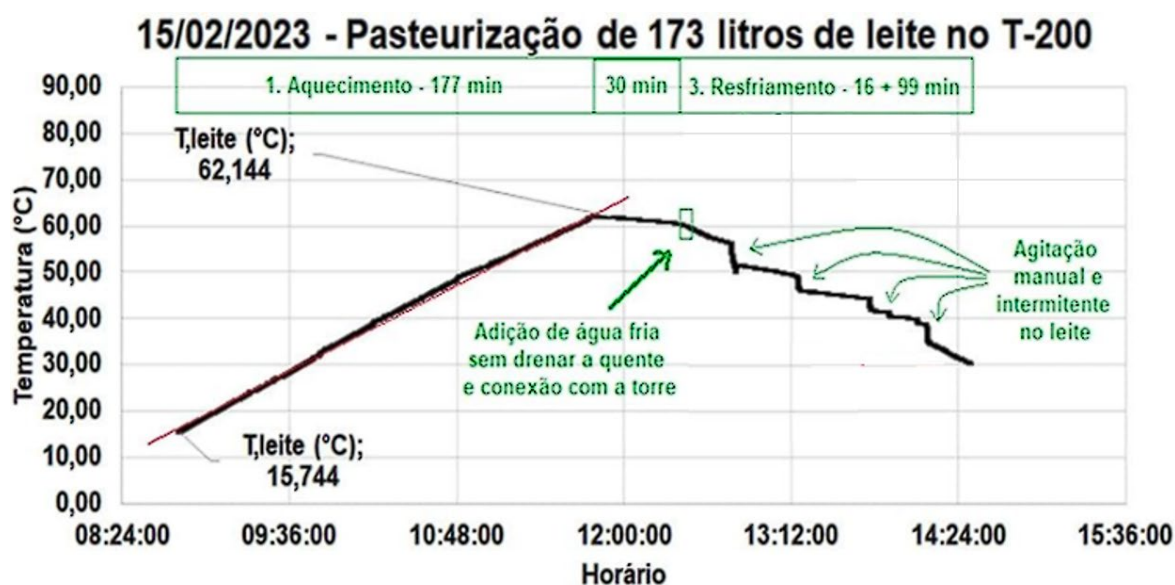
Fonte: Adaptado de GUERRA *et al.* (2024)

A temperatura desejada para a etapa de pasteurização é alcançada, geralmente, entre 1 a 3 horas, a depender do volume de água a ser aquecido que é

inserido na camisa, responsável por gerar vapor para o processo. Na etapa de pasteurização, o aquecimento é desligado e dar-se-á início ao período de retenção (30 min). Portanto, imediatamente após a pasteurização, inicia-se um processo de resfriamento, utilizando água que advém da rede de abastecimento local à temperatura ambiente. Esse processo é a principal limitação do setor, pois para alcançar a temperatura desejada demanda longos períodos de tempo, geralmente entre 3 a 4 horas, além de envolver desperdício de água, que, na maioria dos casos, não é realizada a recirculação.

As etapas subsequentes para a fabricação de queijos são a de fermentação e coagulação. Na etapa de fermentação são adicionadas culturas lácticas específicas (bactérias) que convertem lactose em ácido láctico, contribuindo para o sabor e a textura do queijo. Já na etapa de coagulação, enzimas, como o coalho, são adicionadas ao leite pasteurizado, a fim de formar uma massa sólida composta fundamentalmente por caseína e gordura. Assim, para prosseguir para tais etapas é necessário que o leite esteja a uma faixa de temperatura de 32°C a 35°C, visto que temperaturas elevadas podem inativar enzimas e bactérias através da desnaturação da sua estrutura proteica. A Figura 2 apresenta o gráfico de monitoramento do comportamento temporal das temperaturas do leite e da água utilizadas no processo de fabricação de uma das queijarias para um volume de 173 L de leite dentro do tanque de processamento apresentado na Figura 1.

Figura 2 - Processo de fabricação de queijos em uma queijaria típica do APL pernambucano



De acordo com a Figura 2, pode-se observar que na etapa de aquecimento do processo convencional levou aproximadamente 2h para que o leite saísse da temperatura de aproximadamente 20°C e atingisse o patamar de 62°C (limite inferior da faixa de temperatura esperada para que ocorra a pasteurização). Na etapa de pasteurização, durante o período de retenção, a temperatura do leite se manteve na faixa entre 62°C a 58°C. Já a etapa de resfriamento, empregando água da rede de abastecimento local, durou cerca de 1h 40 min para que o leite atingisse o patamar de aproximadamente 30°C.

É válido ressaltar que durante as etapas de aquecimento e resfriamento, a agitação mecânica é um processo importante, pois é responsável não apenas para uniformizar a temperatura do leite, mas também por evitar a geração de concentração de temperatura que podem vir a danificar a estrutura mecânica do tanque. No entanto, em termos de comportamento térmico, ela torna-se mais evidente durante a etapa de resfriamento, conforme observado na Figura 2, haja vista que é responsável por aumentar o fluxo de calor por convecção forçada pela superfície superior do leite.

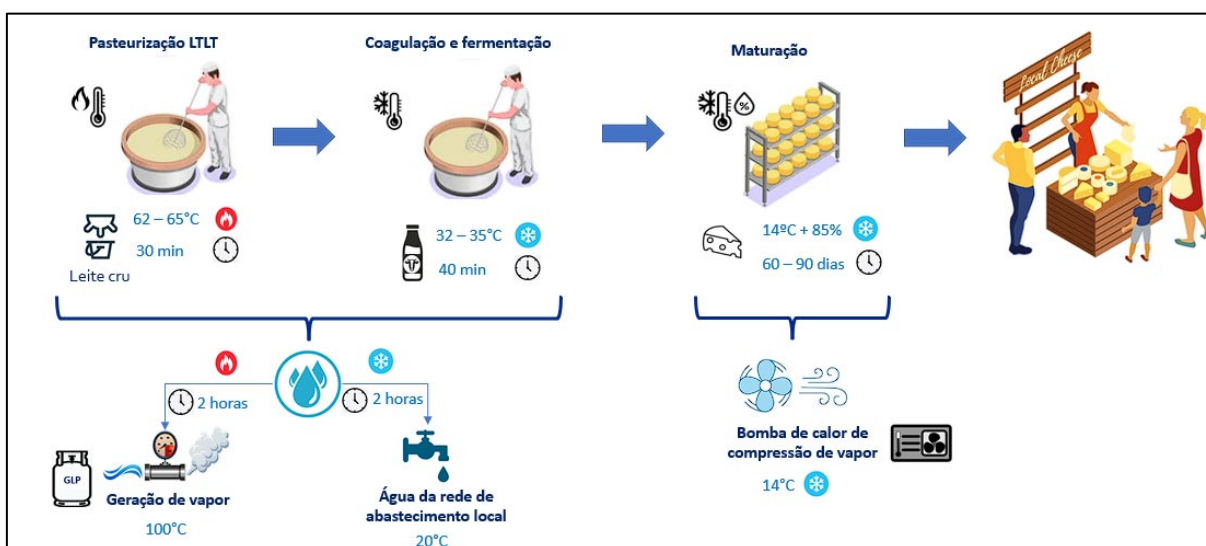
Após a etapa de coagulação, a coalhada formada é cortada em pedaços pequenos para que o soro seja liberado. Tal processo é fundamental para determinar a textura característica do tipo de queijo a ser processado. Com a retirada do soro, a coalhada é colocada em moldes para adquirir a forma desejada do queijo. Nesta etapa a pressão aplicada durante esse processo influencia diretamente a sua densidade e a textura final. Assim, o queijo moldado passa pelo processo de salga, visando ajuste no sabor e na preservação da vida útil do mesmo.

Quando o queijo produzido é maturado, após a salga, o mesmo é encaminhado à câmara fria. A fase de maturação desempenha um papel crucial na obtenção de características distintas em sua estrutura, sabor, aroma e aparência. Durante esse estágio, a exposição controlada do produto a ambientes refrigerados, considerando fatores como umidade, temperatura e fluxo de ar, assegura condições especialmente propícias para desencadear as alterações físicas e bioquímicas que conferem singularidade à sua composição. É fundamental destacar que o queijo não submetido ao processo de maturação representa um produto de qualidade inferior e com menor valor agregado.

O queijo artesanal originado no agreste pernambucano é mantido na câmara de maturação a uma temperatura de 14°C, com uma umidade relativa de 85%. Isso ocorre, mesmo considerando que a temperatura ambiente média anual para a região seja de 20°C, e a umidade relativa média anual seja de 80%. O período médio de maturação para esses queijos varia de 60 a 90 dias.

Após a maturação, o queijo é embalado e armazenado adequadamente para manter sua qualidade. O tipo de embalagem dependerá das características específicas do queijo. E finalmente, o produto é direcionado para abastecer o mercado local em feiras e estabelecimentos comerciais. A Figura 3 apresenta a descrição visual do processo convencional.

Figura 3 – Ilustração do processo de fabricação de queijos



Fonte: A Autora (2023)

A principal problemática dos produtores locais consiste no tempo necessário para que o sistema de fabricação atinja o patamar de temperatura dos processos de aquecimento e resfriamento, já que a troca térmica ocorre de forma indireta no tanque de processamento entre o leite e os fluidos de trabalho e ao ambiente. De forma que, quanto maior o volume a ser tratado termicamente, maior o tempo para que as etapas sejam concluídas e, por conseguinte, maior custo. Assim, o controle do tempo influencia na produtividade, sendo essencial para atender as exigências dos órgãos de controle, e garantir a consistência do produto final, proporcionando uma experiência sensorial positiva aos consumidores.

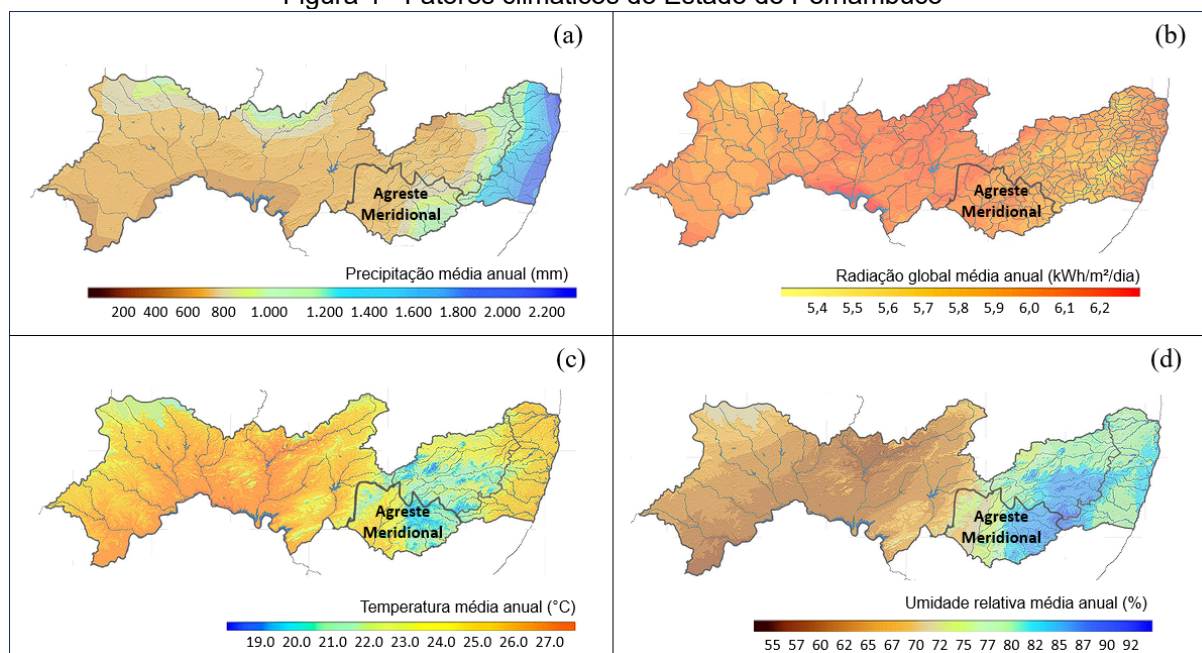
2.2. FONTES RENOVÁVEIS DE ENERGIA NO SEMIÁRIDO PERNAMBUCANO

As condições climáticas na Caatinga impõem desafios significativos do ponto de vista socioeconômico e ambiental, uma vez que exercem impactos diretos sobre as principais atividades de subsistência na região (agricultura e a pecuária). Com o intuito de impulsionar o desenvolvimento sustentável no semiárido pernambucano, diversas iniciativas de pesquisa e projetos têm sido implementadas, visando identificar, avaliar e otimizar o aproveitamento potencial dos recursos disponíveis na região (ARAUJO *et al.*, 2023; MEDEIROS *et al.*, 2021; MILANI; SZKLO; HOFFMANN, 2017; NETO *et al.*, 2023). Essas práticas permitem uma abordagem mais informada e estratégica, facilitando a tomada de decisões, o planejamento eficiente de projetos e a maximização dos benefícios que podem ser adquiridos diante da execução das propostas.

A diversificação da matriz energética com base em fontes renováveis pode contribuir para o fortalecimento da resiliência das comunidades locais, visto que o seu uso promove a autonomia energética e reduz a dependência de recursos convencionais, alinhando-se com princípios de sustentabilidade e preservação ambiental. O mapeamento e monitoramento dessas fontes no semiárido são processos fundamentais para previsibilidade operacional do sistema energético, corroborando com a atração de recursos e investimentos alinhados com as regulamentações ambientais.

A Figura 4 destaca as características climáticas que tornam áreas do agreste meridional pernambucano sensíveis para a exploração de tecnologias baseadas em energia geotérmica, de biomassa e solar. Cada subfigura representa os fatores climáticos médios anuais, incluindo precipitação, temperatura, nível de irradiância solar e umidade relativa do ar.

Figura 4 - Fatores climáticos do Estado de Pernambuco



Fonte: Adaptado de GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO (2017)

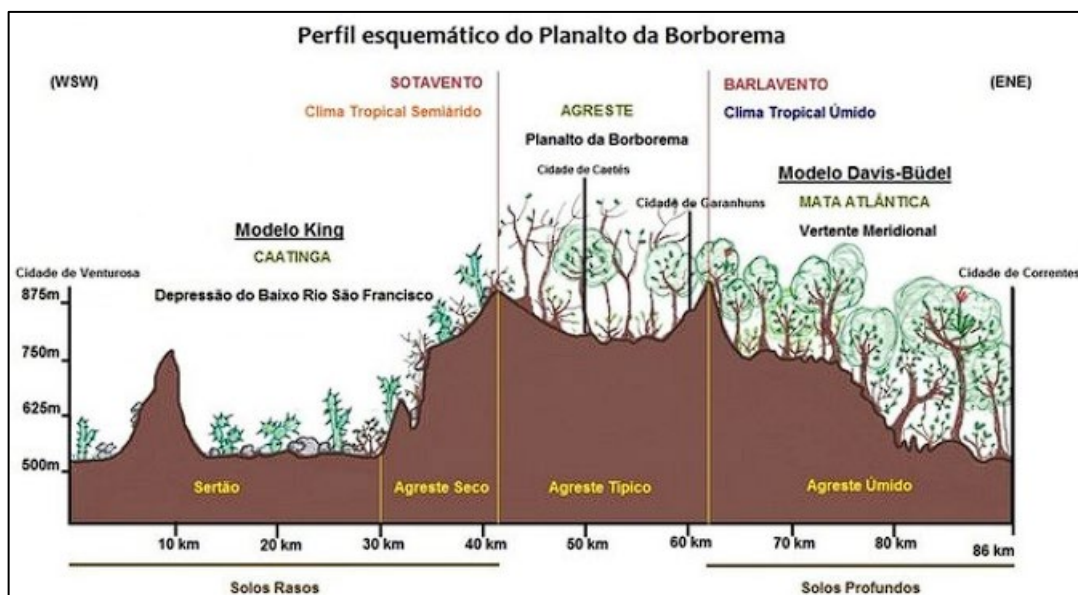
Na Figura 4(a), a irregularidade no regime de chuvas (500 a 800 mm) (SAMPAIO, E. V. S. B. *et al.*, 2004) está correlacionada com os elevados níveis de irradiância solar (5,08 a 6,21 kWh/m²) (PEREIRA, E. *et al.*, 2017), conforme evidenciado na Figura 4(b). Esses fatores contribuem para as temperaturas médias anuais elevadas (23 a 27°C) (SILVA, P. F. Da *et al.*, 2017) e uma umidade relativa média de 78%, conforme observado nas Figura 4(c) e Figura 4(d), respectivamente.

O Estado de Pernambuco apresenta uma variedade de fontes energéticas que podem ser exploradas, tais como: geotérmica, biomassa, solar e eólica. No entanto, no que consiste a região agreste meridional, local ao qual se encontra estabelecido o APL lácteo pernambucano, a disposição desses recursos é afetada principalmente pelo planalto da Borborema, pois atua como uma barreira orográfica, impedindo o movimento das massas de ar, influenciando no clima e na precipitação nos seus lados de barlavento e sota-vento (GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO, 2017).

A Figura 5 apresenta a transição entre o agreste úmido para o sertão semiárido, em que as características geológicas e geomorfológicas estão diretamente relacionadas com o efeito orográfico promovido pelo Planalto da Borborema. A Figura 6 apresenta o mapa topográfico do Estado de Pernambuco, de

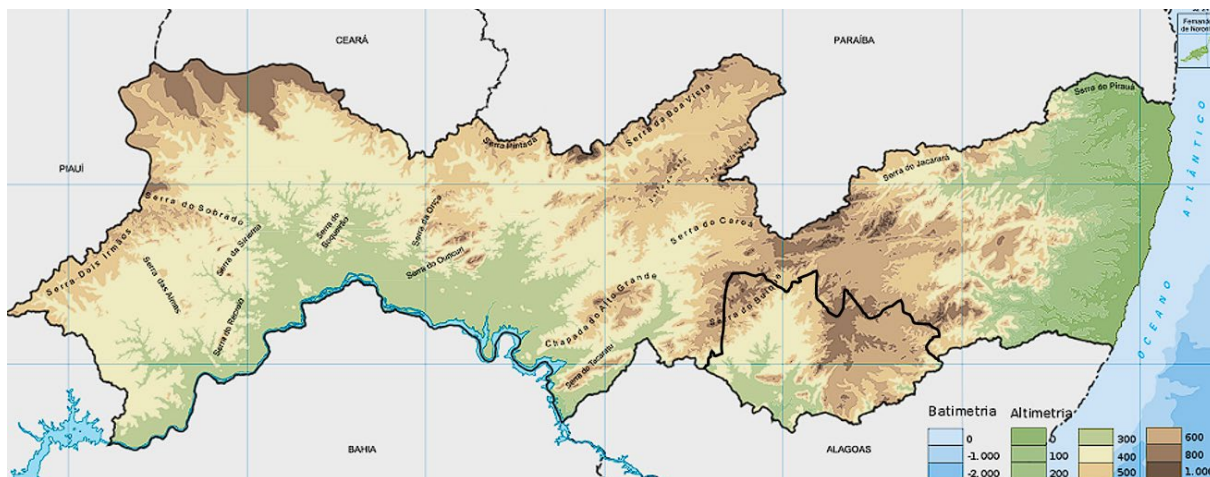
modo a ressaltar a diferença de altitude presente na região agreste meridional em relação a disposição do Planalto da Borborema.

Figura 5 - Perfil esquemático entre as cidades de Correntes/PE e Venturosa/PE



Fonte: FERREIRA; DANTAS; SHINZATO (2014)

Figura 6 - Mapa topográfico do Estado de Pernambuco



Fonte: Adaptado de DEM (2023)

2.2.1. Geotérmica

No que consiste a energia geotérmica, duas características apontam como oportunidades para exploração. A primeira consiste na combinação da baixa

umidade e das elevadas temperaturas, que resultam em uma elevada evapotranspiração (>1500 mm por ano) (MENEZES, R. *et al.*, 2012). Esse processo envolve a evaporação da água do solo e transpiração das plantas, de forma que durante a mudança de fase da água (evaporação e condensação) uma quantidade de energia térmica (calor latente) pode ficar retida pelo solo, dependendo das propriedades térmicas do mesmo, tais como condutância e difusividade (LIMA, J. R. De S. *et al.*, 2018; WEVER; FLANAGAN; CARLSON, 2002).

A segunda, está relacionada à composição superficial do solo. Os solos da região são caracterizados pela escassez de nutrientes essenciais, como nitrogênio, fósforo e potássio, o que representa uma restrição da produtividade agrícola para comercialização. No entanto, alguns municípios do agreste meridional, o qual está inserido o APL lácteo do Estado, apresentam consideráveis quantidades de urânio natural na sua superfície (AQUINO, 2006). Tal fato é relevante, pois o calor gerado pelo decaimento radioativo desses elementos (radiogênicos) podem elevar a temperatura do solo (PLEITAVINO *et al.*, 2021; ROBERTO N. ONODY, 2022).

Diversos estudos baseados no aproveitamento energético da camada superficial do solo de regiões áridas têm sido conduzidos nos últimos anos (AL-HELAL *et al.*, 2022; MACIEL NETO *et al.*, 2015), destacando a importância da caracterização do tipo de solo para determinar a temperatura de aplicação e da sazonalidade de tal recurso no âmbito regional. Com destaque para a pesquisa de Rao *et al.*, que apresentaram um estudo sobre as características térmicas da camada superficial do solo baiano, indicando que no ano de 1993 a temperatura atingiu cerca de 39,8°C a uma profundidade de 0,2 m (RAO; SILVA, B. B. Da; MOREIRA, A. A., 2005).

Neste sentido, haja vista a faixa de temperatura do calor residual reutilizado no setor industrial, pode-se verificar que os sistemas geotérmicos quando assistidos por alguma outra fonte de energia, que minimizem a dinâmica da sua temperatura, podem se apresentar como uma opção viável como fonte de calor para aplicações com BCAT em processos industriais. Sendo assim, reitera-se a importância da condução de estudos direcionados para o desenvolvimento e avaliação de desempenho de modelos preditivos acerca das propriedades termofísicas dos solos de Pernambuco.

2.2.2. Biomassa

No que consiste a energia de biomassa, a seleção de espécies vegetais que estejam mais adaptadas às condições climáticas do semiárido é fundamental para tal produção nessas áreas. Além disso, a identificação e quantificação de resíduos provenientes de atividades agropecuárias, proporcionam um ambiente favorável para exploração de culturas bioenergéticas (SANTOS JÚNIOR *et al.*, 2023).

A algaroba é uma das principais fontes de biomassa utilizada para geração de energia térmica nos estabelecimentos industriais do semiárido pernambucano, sendo escolhida devido à sua disponibilidade na região e ao seu significativo poder calorífico inferior (PCI) (ARRUDA, DE *et al.*, 2019). Nos últimos anos, diversos estudos têm avaliado a produção de várias formas de biomassa na região, embora algumas delas ainda não sejam aproveitadas como fonte de energia (SANTOS JÚNIOR *et al.*, 2023). Um exemplo é a palma forrageira, que desempenha um papel fundamental na alimentação dos animais locais devido à sua capacidade fisiológica de armazenar grandes concentrações de água em seus tecidos. Além disso, sua composição química, marcada por um médio teor de carboidratos não fibrosos, é responsável pelo seu considerável potencial energético (COSTA, B. Dos S. S. G. H. B. V. S. F. B. D. Da, 2020).

Cavalcanti apresentou um estudo sobre a viabilidade energética da palma forrageira no semiárido paraibano, cujo resultado evidenciou sua aplicação na produção de briquete (combustível sólido), como também na produção de bioetanol (combustível líquido) (CAVALCANTI, 2020). Já em termos de resíduos animais, provenientes de esterco de bovinos, caprinos e ovinos, quando combinado com substratos de resíduos de atividades relacionadas agronegócio, como soro do leite do APL lácteo pernambucano, podem fornecer biogás através da utilização de biodigestores (CASTRO, 2021; COLARES, 2021). Os biofertilizantes são subprodutos do processo de biodigestão, podendo servir como matéria-prima para enriquecer os nutrientes do solo do semiárido (LÓPEZ *et al.*, 2020).

A eficiência e viabilidade dos processos de biodigestão dependem da seleção adequada dos resíduos, do controle das condições ambientais e da manutenção adequada do sistema, já que tais parâmetros interferem diretamente nas atividades metabólicas das bactérias fermentadoras que o impulsionam (SOUZA ANDRADE

DE OLIVEIRA; BARONCINI PROENÇA, 2021). Essa tecnologia tem sido cada vez mais explorada como uma alternativa ambientalmente amigável para o tratamento de resíduos e a geração de energia renovável como fonte de calor de processo em aplicações industriais (TORQUATO, 2023; ZHANG, Xiaofeng *et al.*, 2022a).

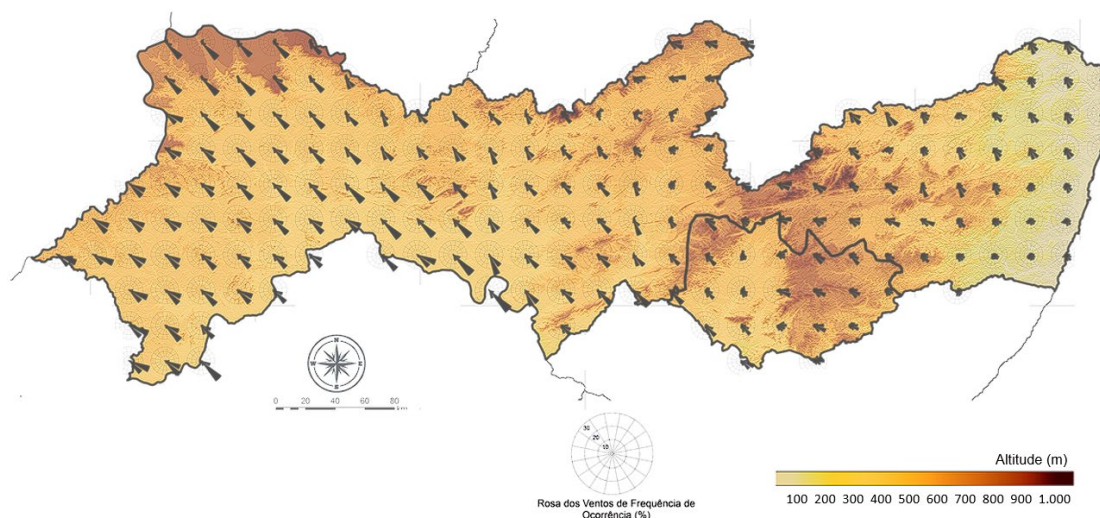
Desta forma, reitera-se a importância da condução de estudos direcionados para o uso de outras fontes de biomassa disponíveis na região. Adicionalmente, destaca-se a relevância da avaliação de desempenho de biodigestores combinados com BCAT para atender a demanda energética de empreendimentos agroindustriais locais, visando evidenciar seus efeitos no desenvolvimento regional.

2.2.3. Eólica

No que consiste a energia eólica, a seleção de locais adequados para instalação de aerogeradores é fundamental para obter o maior rendimento possível desses sistemas de acordo com as características climáticas e de relevo do semiárido. Assim, a medição da direção, da velocidade e do regime dos ventos torna-se um fator imprescindível para exploração desse recurso (BARRETO *et al.*, 2008).

O vento é o resultado do aquecimento desigual da superfície do planeta pelo sol, em que apenas 2% da energia solar disponível é convertida em energia cinética. No Estado de Pernambuco, a circulação da Alta Pressão do Oceano Atlântico e os Alísios de Sudeste são determinantes na distribuição de frequências de direção do vento ao longo de todo território estadual (GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO, 2017). A Figura 7 ilustra a distribuição de frequência e a direção do vento com destaque para região do agreste meridional.

Figura 7 - Frequência e direção dos ventos no Estado de Pernambuco



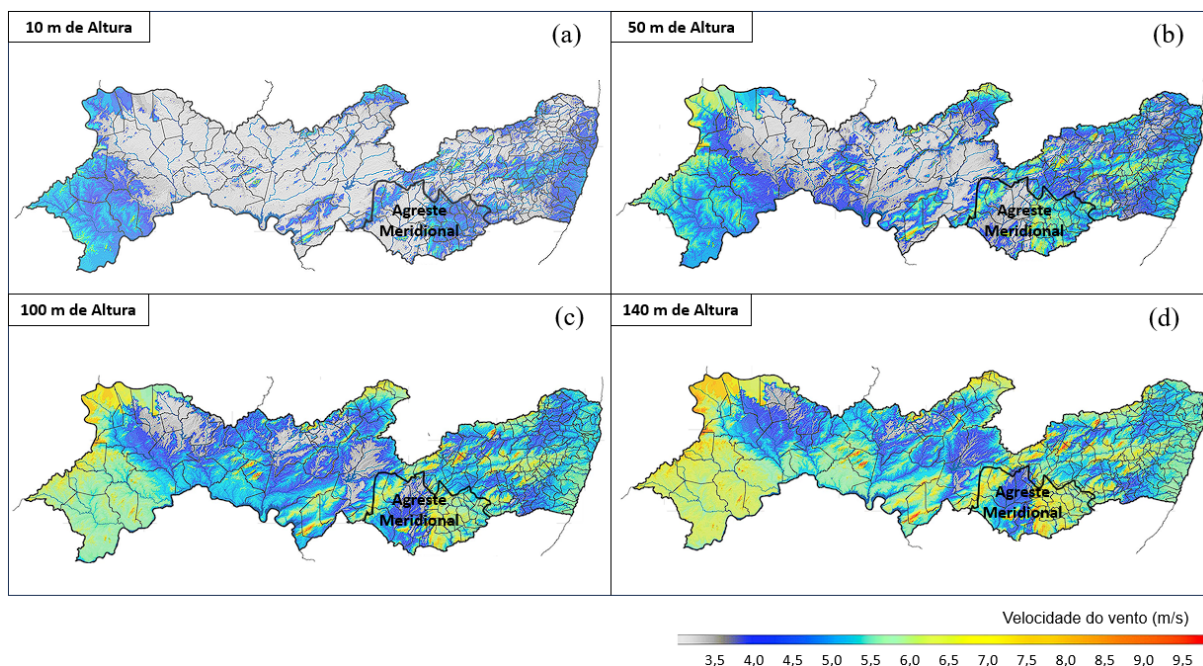
Fonte: Adaptado de GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO (2017)

De acordo com a Figura 7, observa-se que na região mais costeira o vento tem uma maior amplitude de variação na sua direção, mas à medida que o vento adentra pela região agreste, essa variação torna-se predominantemente menor. Já em relação a frequência de ocorrência, a consistência do vento é tão importante quanto a sua velocidade média. Locais com ventos consistentemente fortes são ideais para a geração de energia eólica, pois permitem uma produção estável e previsível de eletricidade.

Dessa forma, a variabilidade do vento pode resultar em flutuações na produção de energia, o que pode ser um desafio para a integração dessa energia na rede elétrica nessa região. Assim, conforme observado na Figura 7, observa-se que na região do agreste meridional há velocidades em todas as direções, ainda que apresente uma frequência de ocorrência muito pequena.

Em termos de velocidade do vento, a energia eólica só é considerada tecnicamente aproveitável quando sua velocidade mínima for em torno de 7 a 8 m/s a uma altura de 50 m recurso (BARRETO *et al.*, 2008). Na região agreste meridional, essa velocidade pode variar ao longo do ano, sendo mais intensas especialmente nos meses mais secos (GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO, 2017). A Figura 8 apresenta a velocidade do vento anual a diferentes alturas ao longo de todo território estadual.

Figura 8 - Velocidade média anual do vento a diferentes alturas no Estado de Pernambuco



Fonte: Adaptado de GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO (2017)

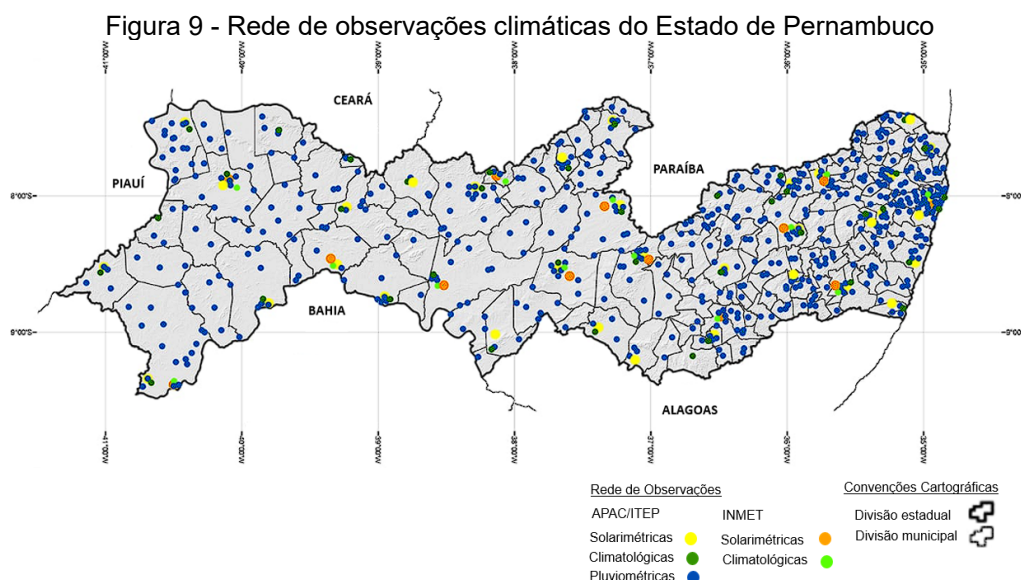
De acordo com as Figura 7 e Figura 8, destaca-se a correlação entre a topografia do Planalto da Borborema e a velocidade do vento no Agreste Meridional. Observa-se claramente duas regiões com perfis de velocidade opostos. A Figura 8(a) mostra a velocidade média do vento a 10 m de altura. Na região a sotavento, os valores médios são de 3,5 m/s. Já nas áreas do planalto, com altitudes entre 500 a 900 m, os valores médios variam de 4,5 a 5,5 m/s.

Conforme a altitude aumenta, conforme observado nas Figura 8(b), Figura 8(c) e Figura 8(d), verifica-se que poucas áreas atingem velocidades de vento de 7 a 7,5 m/s. Portanto, são necessários estudos anemométricos detalhados para compreender melhor os padrões de vento e otimizar a geração de energia eólica na região, assegurando tanto a viabilidade econômica quanto a eficiência na exploração desse recurso.

2.2.4. Solar

No contexto da energia solar, a utilização de estações solarimétricas e sistemas de sensoriamento remoto identificam as áreas com maior incidência de radiação. Por meio desses dados, é realizada a elaboração de modelos preditivos

que indicam o potencial de exploração desse recurso em uma dada região para uma aplicação específica. A Figura 9 apresenta as 32 estações solarimétricas distribuídas pelo Estado de Pernambuco.



Fonte: GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO (2017)

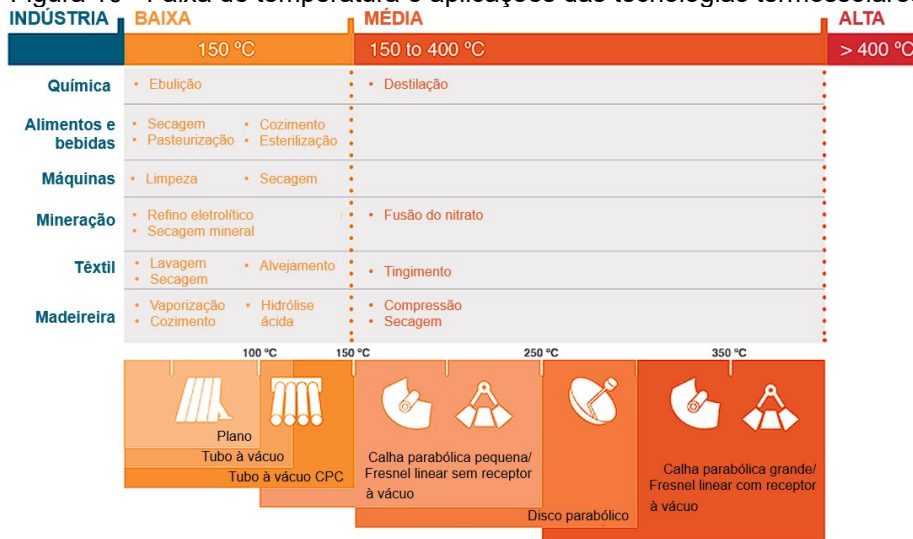
Conforme apontado no capítulo anterior, a energia solar é atualmente a fonte renovável de maior destaque no semiárido pernambucano, quer seja pela obtenção de eletricidade ou pela obtenção de energia térmica. Ademais, ela pode servir como *backup* para suprir boa parte das deficiências atreladas a dinâmica operacional, a longo prazo, das demais fontes renováveis de energia quando utilizadas para aplicações industriais (AL-SAYYAB; MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín, 2023a; KOU *et al.*, 2024; NANDHINI; SIVAPRAKASH; RAJAMOHAN, 2022; XIMENES, LUCIANO FEIJÃO; SOARES, 2023).

2.2.5. Tecnologias termossolares

As tecnologias termossolares são um conjunto de dispositivos que convertem a energia solar radiante em energia térmica ou elétrica de forma indireta (acoplados a um ciclo termodinâmico: Rankine ou Brayton) (DUFFIE; BECKMAN, 2013). Eles são responsáveis por aquecer um fluido específico e garantir a eficiência necessária, através da sua superfície de absorção, para atender à demanda do processo.

Existem diferentes tipos de tecnologias termossolares, cada uma com suas características e aplicações específicas. A Figura 10 apresenta diferentes possibilidades de aplicação destes dispositivos em função da faixa de temperatura de aquecimento fornecidas durante suas operações.

Figura 10 - Faixa de temperatura e aplicações das tecnologias termossolares



Fonte: Adaptado de HAHN, P., MESQUITA, M., PEREIRA, L. T., KNAACK, J., & EPP (2017)

Para os sistemas térmicos de baixas temperaturas (<150°C) destacam-se os coletores do tipo estacionário, tais como: planos, tubos evacuados e concentrador parabólico composto (CPC). Os coletores planos são os mais simples, em termos de estrutura mecânica, e mais difundidos comercialmente, pois são mais fáceis de instalar e manter. Eles consistem em uma placa plana transparente (geralmente de vidro) sobre uma superfície escura absorvedora. A energia solar é absorvida pela placa escura e convertida em calor, aquecendo um fluido (água, ar e solução aquosa com sais ou nanopartículas) que circula através de tubos ou canais distribuídos na sua placa. O calor proveniente dos mesmos é, em geral, usado para aquecimento de água em processos industriais (KALOGIROU, 2016).

Os coletores de tubos evacuados são mais eficientes que os coletores planos em condições de baixa temperatura ambiente ou em dias nublados. Eles consistem em dois tubos de vidro concêntricos, nos quais uma superfície seletiva é depositada na superfície externa do tubo interno. Esta superfície seletiva tem alta absorção no espectro visível e alta reflexão no infravermelho. O fluido circula no interior do tubo interno, enquanto o espaço entre os tubos é evacuado para reduzir a perda de calor

por convecção e condução, tornando-os mais eficientes na retenção de calor. No entanto, apesar de sua capacidade de manter os raios solares por mais tempo em contato com o fluido, esses coletores são pouco difundidos comercialmente devido à sua fragilidade de instalação e manutenção, o que torna a sua implementação mais custosa. Esses dispositivos podem ser usados para geração de vapor em processos industriais (KALOGIROU, 2016).

Os coletores solares térmicos CPC são dispositivos utilizados para captar e concentrar a radiação solar em um receptor térmico. Eles são compostos por uma estrutura parabólica composta que direciona a luz solar incidente para um tubo receptor posicionado ao longo do foco da parábola. Essa configuração permite aumentar a eficiência na captura da radiação solar, uma vez que a luz solar é refletida várias vezes antes de atingir o receptor, maximizando, assim, a quantidade de energia capturada. Embora os coletores CPC sejam altamente eficientes quando comparados com os outros coletores utilizados para obtenção de calor a baixa temperatura, eles podem ser mais caros de fabricar e instalar. Além disso, sua manutenção pode ser mais complexa devido à sua estrutura ser mais elaborada. Esses dispositivos podem ser utilizados na geração de vapor para processos industriais (KALOGIROU, 2016).

Apesar das tecnologias termossolares terem o potencial de fornecer uma fonte de energia limpa e renovável na obtenção de calor industrial, seu custo inicial pode ser relativamente alto, e a eficiência pode ser afetada por fatores como a disponibilidade de luz solar e a necessidade de armazenamento de energia para uso durante períodos sem sol. Assim, a combinação de tais tecnologias com as BC podem trazer uma maior versatilidade de aplicação, pois as mesmas podem ser reversíveis e fornecer tanto aquecimento quanto resfriamento, dependendo das necessidades do setor de forma mais consistente em condições climáticas variadas.

2.2.6. Tecnologias fotovoltaicas

As tecnologias fotovoltaicas (FV) são um conjunto de dispositivos compostos por células solares (módulos) que convertem diretamente a energia solar radiante em energia elétrica. As células fotovoltaicas são feitas de materiais semicondutores. Quando a luz solar incide sobre a célula, os fótons da luz são absorvidos pelos

átomos do material semicondutor. Essa absorção faz com que os elétrons sejam excitados da banda de valência para a banda de condução, deixando para trás lacunas na banda de valência, criando pares elétron-lacunas. Os elétrons excitados na banda de condução são livres para se moverem dentro do material, criando uma corrente elétrica. Essa corrente é coletada por condutores metálicos na célula fotovoltaica, podendo ser direcionada para fora da célula para alimentar dispositivos elétricos ou ser armazenada em baterias (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

Existem diferentes tipos dessa tecnologia, cada uma com suas características e aplicações específicas, cuja escolha é influenciada por uma variedade de fatores, dentre as quais destaca-se: a eficiência, custo, durabilidade, confiabilidade e escalabilidade. Em geral, as tecnologias mais eficientes podem gerar mais eletricidade a partir da mesma quantidade de radiação solar incidente, o que pode ser crucial para aplicações em espaços limitados ou em condições de pouca disponibilidade de luz solar. A Tabela 1 apresenta diferentes tipos de tecnologias em função da faixa de eficiência recordes de operação no fornecimento de energia elétrica durante suas operações em condições padrão de teste (irradiância: 1000 W/m²; espectro de luz: AM1,5G; temperatura ambiente: 25°C; massa de ar padrão: AM 1,5; condição de iluminação: câmara de teste com fonte de luz constante e controlada) (NREL, 2019).

Tabela 1 - Tipos de tecnologias fotovoltaicas e suas eficiências recordes de laboratório

Tecnologias FV		Eficiência de conversão	
		Célula	Módulo
Cristalina	Silício monocristalino (Si)	27,6%	24,4%
	Si multicristalino	23,3%	20,4%
	Multi-junção de galio-arsênico (GaAs)	47,6%	38,9%
Filme fino	Telureto de cádmio (CdTe)	22,3%	19,5%
	Disseleneto de cobre e índio (CIGS)	23,6%	19,2%
Emergentes	Multi-junção de Perovskita/Silício	33,7%	-
	Perovskita	26,0%	17,9%
	Orgânica	19,2%	13,1%

Fonte: Adaptado de UNIVERSITY OF MICHIGAN (2024)

As células solares cristalinas são compostas por um ou mais cristais de silício altamente purificados e organizados em uma estrutura semicondutora do tipo cúbico

de face centrada (CFC). Nesta estrutura os átomos de silício estão dispostos de forma ordenada em um retículo cristalino tridimensional, no qual os átomos ocupam os vértices de um cubo e há um átomo adicional localizado no centro de cada face desse cubo. Tal arranjo proporciona propriedades elétricas favoráveis, permitindo a eficiente conversão da luz solar em eletricidade nas células solares cristalinas (CALLISTER, 2007).

As células monocristalinas são feitas de um único cristal de silício, e necessitam de um processo de fabricação com um silício de pureza elevada e cortes individuais precisos, o que resulta em uma estrutura uniforme, altamente eficiente e com custos elevados de produção. Já as células multicristalinas são feitas de múltiplos cristais de silício e, assim, sua estrutura é granular e menos uniforme que as monocristalinas. Sendo assim, o processo produtivo das multicristalinas é geralmente mais barato em comparação com o das células monocristalinas, já que sua fabricação é menos exigente em termos do grau de pureza do silício e não requer cortes individuais de cristal (KALOGIROU, 2016).

As células de multi-junção são constituídas por múltiplas camadas de semicondutores empilhadas uma sobre a outra. Essa configuração permite que a célula capture uma ampla gama do espectro solar, já que a radiação solar incidente é dividida entre as diferentes camadas de semicondutores, cada uma absorvendo comprimentos de onda diferentes. Em geral, essas células são mais caras de produzir, devido à complexidade do processo de fabricação e à necessidade de múltiplas camadas de semicondutores de alta qualidade (KALOGIROU, 2016).

As tecnologias de filmes finos são mais flexíveis e leves que as células cristalinas, o que as torna mais adequadas para aplicações em telhados e outras superfícies curvas, podendo ser até mesmo transparentes ou coloridas. Em geral são constituídas por camadas extremamente finas de materiais semicondutores depositados em substratos de vidro, plástico ou metal (RAMANUJAM *et al.*, 2020). Apesar de seu processo produtivo ser atualmente classificado como de baixo custo quando comparadas com as tecnologias convencionais cristalinas, sua eficiência ainda representa um desafio para aplicações em larga escala (EFAZ1 *et al.*, 2021).

As tecnologias emergentes ainda se encontram em fase de pesquisa e desenvolvimento, representando uma estratégia promissora para melhorar a eficiência das células solares e tornar a energia solar ainda mais competitiva como

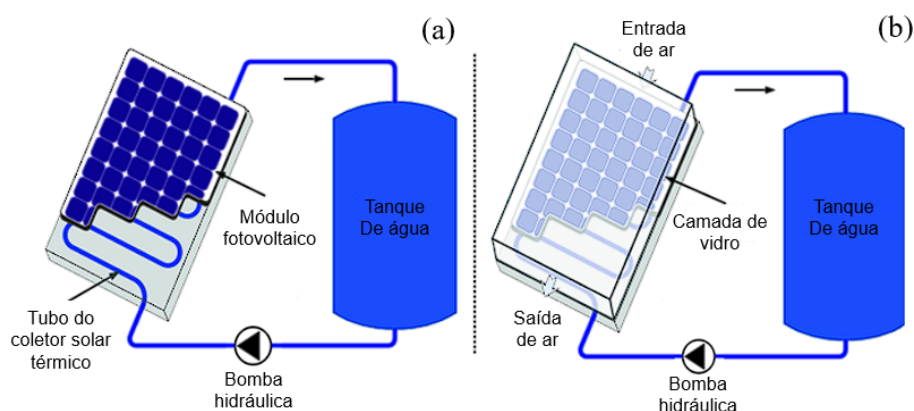
fonte de energia renovável (DUAN *et al.*, 2023; LIU, Y. *et al.*, 2022; SURESH KUMAR; CHANDRA BABU NAIDU, 2021). Dessa forma, a escolha entre as tecnologias FV dependerá das necessidades específicas de aplicação, das condições locais e dos recursos disponíveis. No caso da combinação das mesmas com as BC, elas podem trazer uma maior independência da rede elétrica de abastecimento local para operação das BC, se tornando uma opção atraente no fornecimento de eletricidade.

2.2.7. Tecnologias solares híbridas

Tecnologias solares híbridas referem-se a sistemas que combinam duas ou mais formas de tecnologia solar para aumentar a eficiência ou ampliar a gama de aplicações. Estes sistemas aproveitam as sinergias entre diferentes tecnologias para maximizar a produção de energia ou melhorar a utilização de recursos.

O sistema Fotovoltaico/Térmico (PV/T) refere-se a sistemas híbridos que combinam a tecnologia solar fotovoltaica para geração de eletricidade com a tecnologia termossolar para geração de calor. Esses sistemas integrados são projetados para aumentar a eficiência global de conversão de energia solar, fornecendo simultaneamente eletricidade e calor útil a partir da mesma área de coleta, conforme ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Sistemas PV/T: (a) única fonte: baseado em água e (b) duas fontes: ar-água



Fonte: Adaptado de GHAZY *et al.* (2022)

Nos últimos anos, os sistemas PV/T ganharam maior destaque e sua aplicação tem aumentado (KIM, J. *et al.*, 2023). Uma das principais vantagens dos sistemas PV/T é a sua capacidade de fornecer simultaneamente energia elétrica e térmica, permitindo uma maior produção global de energia por área do que os sistemas termossolares e fotovoltaicos combinados de forma individual. Contudo, a eficiência dos PV/T diminui com o aumento da temperatura, em razão da radiação incidente em sua superfície de coleta, a uma taxa mais elevada do que os termossolares, o que afeta a sua competitividade à medida que a temperatura de funcionamento necessária para atender as demandas aumenta.

Apesar dos sistemas PV/T se apresentarem como uma opção mais viável quando se deseja alinhar melhor aproveitamento de espaços e diversificação na utilização de fontes energéticas para atender a demanda por ambos os tipos de energia (elétrica e térmica), em termos de produção, esses sistemas ainda não estão bem estabelecidos no mercado quanto os sistemas baseados em tecnologias solares convencionais independentes. Isso decorre do fato de que requerem habilidade técnicas adicionais associadas a complexidade de sua integração, resultando em custos mais altos em razão da menor disponibilidade de produtos e serviços especializados ao longa da vida útil do sistema.

Em termos de instalação, operação e manutenção, tais sistemas também apresentam custos mais elevados, pois além de necessitarem da instalação de componentes adicionais para geração de eletricidade e calor, como sistemas hidráulicos e equipamentos fotovoltaicos convencionais, requerem uma mão de obra quantitativamente maior e mais qualificada. Tais sistemas quando combinados com as BC, podem fornecer simultaneamente eletricidade para alimentar os dispositivos elétricos e calor para o evaporador da BC, quer seja operando como o próprio evaporador da bomba de forma direta (YAO, J. *et al.*, 2020) ou de forma indireta como um sistema auxiliar no fornecimento de calor (ZHOU, J. *et al.*, 2020), se tornando uma opção atraente em termos de eficiência energética, sustentabilidade, redução de custos operacionais e versatilidade de aplicações para instalações comerciais e industriais.

2.3. FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA E DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

2.3.1. Análise termodinâmica

A análise termodinâmica de um sistema é crucial para otimizar sua performance ao utilizar eficientemente os recursos energéticos disponíveis. A eficiência de um processo de conversão de energia é comumente avaliada por meio da análise da primeira lei da termodinâmica, que está vinculada ao princípio da conservação da energia. Nesse contexto, a energia, como uma propriedade extensiva de um sistema, pode ser armazenada ou transferida, seja dentro do próprio sistema ou para fora dele. Essa armazenagem ocorre em três formas: energia cinética (ΔE_c), energia potencial (ΔE_p) e energia interna (ΔU). Quanto à transferência, a mesma se manifesta através de dois processos: realização de trabalho (W) pelo sistema e o calor fornecido ao sistema (ΔQ) (SHAPIRO; MORAN, 2009). A Equação 1 representa o balanço de energia referente a primeira lei da seguinte forma:

$$\Delta U = \Delta Q - W \quad (1)$$

A energia interna está associada as interações entre as partículas que o compõem, refletindo a soma de todas as formas microscópicas de energia que entram e saem do sistema termodinâmico ao longo do tempo (WYLEN, VAN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1994). A Equação 2 representa o balanço microscópico dessas interações energéticas, assim:

$$\Delta U = \sum E_{\text{entrada}} - \sum E_{\text{saída}} \quad \therefore \quad (2)$$

$$\Delta U = \sum (E_p + E_c + U_{\text{interna}})_{\text{entrada}} - \sum (E_p + E_c + U_{\text{interna}})_{\text{saída}}$$

A primeira lei da termodinâmica é satisfeita quando, ao longo de um ciclo termodinâmico, a quantidade total de calor fornecida ao sistema é igual à quantidade total de trabalho realizado pelo sistema, isto é $\Delta U=0$. Isso significa que a energia

total do sistema permanece constante ao longo do ciclo (BEJAN, 2016). A Equação 3 refere-se à representação matemática acerca do balanço da taxa de energia para a primeira lei em um determinado volume de controle com escoamento unidimensional, sem considerar a taxa de geração de energia ($\dot{E}_{vc}$).

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \left[\dot{m} \cdot \left(H + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \right]_{\text{entrada}} - \sum \left[\dot{m} \cdot \left(H + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \right]_{\text{saída}} \quad (3)$$

na qual: $\frac{dE_{vc}}{dt}$ é a variação da energia no volume de controle (kJ/s), $\dot{m}$ é a taxa de fluxo mássico (kg/s), H é a entalpia específica (kJ/kg), v é a velocidade do escoamento (m/s), g é a aceleração gravitacional (9,81 m/s²), z é a altura (m), $\dot{Q}$ é a taxa de calor fornecida ao volume de controle (kJ/s) e $\dot{W}$ é a taxa de trabalho realizado pelo volume de controle (kJ/s).

Para que essa interação energética entre o sistema e a sua vizinhança seja nula, o mesmo deve ser considerado um sistema isolado e homogêneo, assim, as forças e os gradientes de energia dentro do mesmo estão em um estado de equilíbrio. Nesse estado, nenhuma parte do sistema está em movimento ou mudança ao longo do processo. No entanto, para que um sistema atinja o estado de equilíbrio, o mesmo passa por um processo de desordem e reorganização a nível molecular, o que resulta na perda de parte da energia disponível.

A fim de avaliar tais efeitos, surgiu a segunda lei da termodinâmica. Seu objetivo é determinar as condições em que um ciclo termodinâmico e seus subsistemas podem alcançar seus valores máximos teóricos em termos de eficiência e identificar os fatores globais que impedem que os mesmos sejam atingidos (SHAPIRO; MORAN, 2009).

Em geral, a segunda lei está relacionada às irreversibilidades presentes no sistema, ou seja, as suas relativas perdas de energia internas ou externas ao processo, sendo capaz de indicar o sentido no qual um processo deve ocorrer. A principal propriedade extensiva atrelada a esse princípio é a entropia (S). Esta propriedade é gerada espontaneamente no interior dos sistemas (WYLEN, VAN; SONNTAG; BORGNACKE, 1994). A Equação 4 representa o balanço da taxa de entropia para um volume de controle, $\frac{ds_{vc}}{dt}$, de acordo com a segunda lei, assim:

$$\frac{ds_{vc}}{dt} = \left(\sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum (\dot{m} \cdot s)_{\text{entrada}} - \sum (\dot{m} \cdot s)_{\text{saída}} \right) + \dot{\sigma}_{vc} \quad (4)$$

na qual: s é a entropia específica (kJ/K.kg), $\dot{\sigma}_{vc}$ é a taxa de geração de entropia dentro do volume de controle (kJ/K.s) e $\frac{\dot{Q}_j}{T_j}$ é a taxa de entropia transferida para dentro do volume de controle devido ao fluxo de calor (kJ/K.s).

A combinação das leis permite a análise detalhada dos ciclos termodinâmicos, estabelecendo o quão eficazmente a energia é convertida de térmica para mecânica e vice-versa. Há duas medidas de análise que, quando combinadas, são utilizadas para facilitar a identificação dos pontos de irreversibilidade e a quantificação do máximo trabalho útil que pode ser extraído de um sistema a partir de uma determinada quantidade de energia: exergia e a energia destruída.

A exergia é uma ferramenta valiosa para identificação e classificação dos locais, de acordo com os aspectos de operação de um sistema, aos quais ocorrem perda energética. Em contrapartida, a energia destruída é a parte da exergia que é perdida durante um processo, representando uma perda de potencial de trabalho (BEJAN, 2016). A Equação 5 representa o balanço da taxa de exergia para um volume de controle, assim:

$$\frac{de_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - P_0 \cdot \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum (\dot{m} \cdot e)_{\text{entrada}} - \sum (\dot{m} \cdot e)_{\text{saída}} + \dot{E}_d \quad (5)$$

na qual: $\frac{de_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação de exergia total no volume de controle (kJ/s), T_0 é a temperatura de referência ao qual o sistema está inserido (K), $\dot{E}_d$ é a taxa de energia destruída dentro do volume de controle, $\dot{E}_d = T_0 \cdot \dot{\sigma}_{vc}$, P_0 é a pressão de referência ao qual o sistema está inserido (kPa) e $\frac{dV_{vc}}{dt}$ é a taxa de variação do volume dentro do volume de controle (m³/s).

Dessa forma, verifica-se que a análise termodinâmica é crucial para o projeto e otimização de sistemas de energia, haja vista que a eficiência é um aspecto crítico

a ser considerado. Tal aplicação proporciona, por meio de *insights* valiosos de acordo com o desempenho operacional (tais como: a identificação de pontos de irreversibilidade, aproveitamento do calor residual, auditoria energética, estratégias de manutenção, de gerenciamento de energia e de melhoria de rendimento dos processos), tomadas de decisões dentro do setor industrial para melhorias técnico-econômicas. No contexto das BC estudadas, a análise se concentrou na avaliação da eficiência global do sistema integrado.

2.3.2. Análise térmica

A análise térmica de um sistema envolve a aplicação de princípios da transferência de calor e massa para descrever e prever como a energia térmica é transferida entre diferentes componentes do sistema, bem como seu impacto no comportamento global do mesmo. Sendo assim, a compreensão de alguns fatores são fundamentais na caracterização de desempenho para que o sistema opere de forma eficiente e segura (YUNUS; GHAJAR, 2020).

A diferença de temperatura entre os diferentes pontos do sistema é um desses fatores, pois caracteriza o fluxo de calor de acordo com o princípio da irreversibilidade, na qual, em processos térmicos, pode-se inferir que o fluxo de calor sempre flui naturalmente de uma região de maior temperatura para uma região de menor temperatura. Em geral, o controle da taxa de fluxo de massa pode influenciar essa distribuição de temperatura dentro do sistema (KREITH; BOHN, 2003).

A taxa na qual o calor é transferido através dos fluidos ou materiais sólidos envolvidos e a área de superfície de contato entre eles também são alguns dos fatores considerados. O primeiro está relacionado às propriedades físicas dos mesmos, já o segundo estabelece, mediante a área disponível, se haverá ou não aumento na eficiência de troca térmica (INCROPERA; DEWITT, 1996).

O fluxo de calor em Trocadores de Calor (TC) é dado pela Equação 6:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DTML \quad (6)$$

na qual: $\dot{Q}$ é a taxa de calor transferido pelas superfícies de contato (W), U é o coeficiente global de troca térmica (W/m².K), A é a área de troca térmica (m²) e

DTML é a diferença da temperatura média logarítmica do processo (K). A DTML é determinada conforme Equação 7:

$$DTML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (7)$$

na qual: ΔT_1 é a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do sistema de troca térmica (K) e ΔT_2 é a diferença de temperatura entre os fluidos na saída do sistema de troca térmica (K).

Para determinar o valor de U, segundo a Equação 8, foi usado o modelo de resistência térmica equivalente (INCROPERA; DEWITT, 1996):

$$\frac{1}{U} = \sum \frac{1}{h} + \sum \frac{t_e}{k} \quad (8)$$

na qual: h é o coeficiente de convecção térmica do fluido (W/m².K), t_e é a espessura das chapas de aço (m), e k é a condutividade térmica do material constituinte da superfície de troca (W/m.K).

A convecção é um fenômeno térmico que ocorre quando o calor é transferido entre um sólido ou fluido e o ambiente circundante através do movimento do próprio fluido. Esse processo de transferência de calor envolve a combinação de condução (transferência de energia térmica através do próprio material) e advecção (transporte de energia térmica pelo movimento do fluido). Esse fenômeno pode ocorrer de duas formas: natural e a forçada (INCROPERA; DEWITT, 1996).

A convecção natural é um método de transferência de calor que ocorre devido às variações de densidade provocadas pelas diferenças de temperatura em um fluido (líquido ou gás). Já a convecção forçada ocorre quando um dispositivo externo aplica uma força para induzir o movimento do fluido (INCROPERA; DEWITT, 1996).

Os fenômenos térmicos são governados por meio de interações entre forças internas, variáveis complexas e mudanças de estado, que dificultam a compreensão analítica na modelagem de sistemas térmicos. Assim, visando simplificar a análise e o projeto dos mesmos, algumas relações matemáticas foram estabelecidas para fim de fornecer um modo padronizado e universal de descrever e comparar tais

fenômenos em uma variedade de contextos e sistemas. Assim, surgiram os parâmetros adimensionais, que representam essas relações sendo independentes das escalas físicas dos fenômenos que os constituem (KREITH; BOHN, 2003).

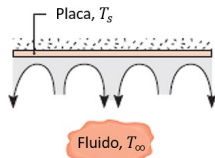
Para determinação dos coeficientes convectivos foi utilizado o número adimensional de Nusselt (Nu), conforme a Equação 9:

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L_c} \quad (9)$$

na qual L_c é o comprimento característico da superfície analisada (m).

Dependendo das condições às quais o escoamento esteja ocorrendo e do comportamento das propriedades dos fluidos ao longo dele, o Nu é influenciado por outros parâmetros adimensionais. Tais parâmetros refletem essa interação (KREITH; BOHN, 2003).

Para uma superfície horizontal em condições de convecção natural, como mostrado na Figura 12, o Nu é definida de acordo com a Equação 10 (KREITH; BOHN, 2003), como:



$$Nu = 0,54 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}, \text{ se } (10^4 \leq Ra \leq 10^7) \text{ e } Pr \geq 0,7 \quad (10)$$

Figura 12 - Mecanismo de convecção natural em superfícies horizontais

$$Nu = 0,15 \cdot Ra^{\frac{1}{3}}, \text{ se } (10^7 \leq Ra \leq 10^{11})$$

na qual: Ra é o número adimensional de Rayleigh e Pr é o número adimensional de Prandtl.

O Pr relaciona as propriedades térmicas e viscosas do fluido, conforme apresentado na Equação 11, sendo importante em situações em que a transferência de calor é significativa em comparação com a difusão viscosa (KREITH; BOHN, 2003):

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (11)$$

Na qual μ é a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s).

O Ra relaciona as forças de empuxo devido a diferenças de densidade e as forças viscosas que resistem ao movimento do fluido, conforme apresentado na Equação 12, sendo importante para a transição entre regimes de convecção laminar e turbulenta em sistemas sujeitos a variações de temperatura (KREITH; BOHN, 2003):

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (12)$$

na qual Gr é o número adimensional de Grashof.

O Gr é fundamental na análise da convecção natural. Ele mede a relação entre as forças de empuxo, geradas por variações de densidade devido a diferenças de temperatura e as forças viscosas dentro de um fluido. Esse parâmetro é crucial para prever o comportamento do fluxo de calor em situações onde o movimento do fluido é impulsionado por essas diferenças térmicas, sendo definido de acordo com a Equação 13 (KREITH; BOHN, 2003):

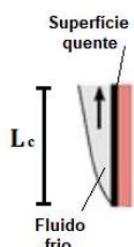
$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (13)$$

na qual: g é a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$), β é expansividade térmica do fluido (K^{-1}), T_s é a temperatura da superfície aquecida ou resfriada (K), T_∞ é a temperatura do fluido longe da superfície, ou seja, a temperatura do fluido circundante (K) e ν é a viscosidade cinemática do fluido (m^2/s).

O β é um parâmetro que mede a variação do volume de um fluido com a variação de temperatura, influenciando na intensidade das correntes de convecção natural em fluidos aquecidos ou resfriados, sendo crucial para a análise da transferência de calor nesse contexto (INCROPERA; DEWITT, 1996). Este termo é definido de acordo com a Equação 14:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dT_s} \quad (14)$$

Para uma superfície vertical, como mostrado na Figura 13, a correlação para Nu de acordo com o mecanismo de convecção natural é definida conforme Equação 15 (KREITH; BOHN, 2003):



$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \right\}^2 \quad (15)$$

Figura 13 - Mecanismo de convecção natural em superfícies verticais

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra^{\frac{1}{4}}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}}, \text{ se } (Ra \leq 10^9)$$

Já a correlação para Nu de acordo com o mecanismo de convecção forçada foi calculada conforme a Equação 16, que determina o valor do Nu médio. Isso decorre do fato que nesse tipo de mecanismo o regime laminar e turbulento podem coexistir em diferentes partes do sistema, de modo que não é possível considerar um ou outro, já que isso conduziria a uma análise imprecisa da eficácia da transferência de calor ao longo da superfície (KREITH; BOHN, 2003):

$$Nu^n = Nu_{\text{laminar}}^n \pm Nu_{\text{turbulento}}^n \quad (16)$$

na qual n é o termo de correlação entre o tipo de escoamento e sua geometria.

Dessa forma, deve-se avaliar o regime do fluxo nesses sistemas. A Tabela 2 apresenta a relação entre os parâmetros adimensionais para determinação desse regime.

Tabela 2 - Relação dos parâmetros adimensionais para determinação do regime de fluxo.

Convecção predominantemente forçada	Convecção predominantemente natural	Combinação entre as convecções natural e forçada
$\frac{Gr}{Pr^2} \ll 1$	$\frac{Gr}{Pr^2} \gg 1$	$\frac{Gr}{Pr^2} \approx 1$

Fonte: Adaptado de INCROPERA; DEWITT (1996)

O sinal positivo na Equação 16 se aplica aos casos em que o escoamento é paralelo e transversal, enquanto que o sinal negativo se aplica para o escoamento oposto. Para a maioria dos estudos recomenda-se que a correlação entre os dados seja de $n=3$, haja vista que a mesma é apontada como a de melhor aproximação, conforme apresentado na Equação 17, pois incorpora os efeitos combinados entre os regimes em uma única medida, de modo a obter uma visão global da transferência de calor em uma determinada região (INCROPERA; DEWITT, 1996):

$$Nu^3 = Nu_{laminar}^3 \pm Nu_{turbulento}^3 \quad (17)$$

Os Nu para convecção forçada em placas planas isotérmicas em regime natural e turbulento, como mostrado na Figura 14, são dados pela Equação 18:

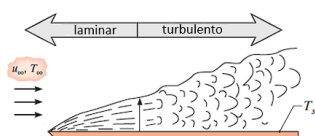


Figura 14 - Mecanismo de convecção forçada em placas planas isotérmicas

$$Nu = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}, \text{ se } Pr \leq 0,6 \quad (18)$$

$$Nu = \left(0,037 \cdot Re^{\frac{4}{5}} - 871 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

na qual Re é o número adimensional de Reynolds.

O Re relaciona as forças inerciais às forças viscosas no fluido, caracterizando o tipo de escoamento (laminar ou turbulento), conforme apresentado na Equação 19 (KREITH; BOHN, 2003):

$$Re = \frac{\rho \cdot vel \cdot L_c}{\mu} \quad (19)$$

na qual vel é a velocidade de escoamento do fluido em relação à superfície (m/s).

Quando o valor de Re é baixo, o fluxo tende a ser laminar, com camadas de fluido movendo-se em trajetórias ordenadas. À medida que Re aumenta, o fluxo pode transitar para o regime turbulento, caracterizado por movimentos caóticos e vórtices. Para determinar seu regime, define-se um valor limite de transição. Este limite está relacionado com as características geométricas dos sistemas, por

exemplo, em escoamento de dutos de seção circular a transição de laminar para turbulento ocorre em torno de 2300, já para superfícies verticais, como no caso do tanque de processamento, esse valor é de 1800. Destaca-se que o regime laminar refere-se a um estado de fluxo que as partículas do fluido se movem em camadas paralelas suaves, ou seja, sem turbulência significativa, de modo que, em uma análise fluidodinâmica, quando em processo de transição, o fluxo pode ocorrer com ou sem a presença de ondulações, para fins desta análise transitória, o limite do Re é em torno de 30 (KREITH; BOHN, 2003).

Na maioria dos processos que ocorrem no setor industrial o mecanismo de convecção por condensação de vapor é o mais frequente. Isto decorre do fato que o vapor tem alta capacidade térmica latente (SHIELDS, 1961), o que implica na troca de uma quantidade significativa de calor, dependendo da área de troca, durante o processo de condensação (WOHLFARTH; KOHAN, 2021). No caso da fabricação de queijos, durante a etapa de aquecimento, o vapor gerado preenche o espaço entre a camisa externa e a superfície interna do tanque. Ao entrar em contato com a superfície interna, o vapor aquece a mesma, que troca calor para o fluido contido dentro do tanque (leite). À medida que o vapor libera calor, ele condensa de volta ao estado líquido.

Nesse contexto, o Nu deve ser determinado em função da razão entre a quantidade de calor liberada durante a condensação e a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura do fluido condensado à temperatura da superfície de condensação, das forças inerciais e viscosas no fluido e das propriedades térmicas e viscosas do fluido (YUNUS; GHAJAR, 2020). A Equação 20 representa essa relação:

$$Nu = f(Ja, Re, Pr) \quad (20)$$

na qual Ja é o número adimensional de Jakob.

O Ja avalia a importância relativa da condensação de vapor em relação ao resfriamento do fluido condensado durante um processo, indicando quem foi mais predominante, determinado de acordo com a Equação 21. Isto implica em dizer que ele é um parâmetro crucial para compreensão, eficácia e no controle térmico

operacional de sistemas de refrigeração e trocadores de calor (YUNUS; GHAJAR, 2020):

$$Ja = \frac{h_{fg}}{C_p \cdot (T_s - T_{\infty})} \quad (21)$$

na qual: h_{fg} é o calor latente de vaporização (kJ/kg) e C_p é a capacitância térmica do fluido a pressão constante (kJ/K).

Ainda com base no processo de fabricação de queijos, PEEPLES (1962) apresentou um estudo abordando expressões termodinâmicas que descrevem as características de resfriamento por convecção forçada em quatro categorias de produtos lácteos fluidos, diferenciados pelo seu teor de gordura. Essas categorias incluem: leite desnatado (0,5%), leite integral (3,5%), leite com alto teor de gordura (10%) e creme de leite (25%). Sendo assim, o Nu do leite pasteurizado neste caso é definido pela Equação 22:

$$Nu = 0,118 \cdot Re^{0,609} \cdot Pr^{0,4} \quad (22)$$

Assim, de posse de todos os valores pertinentes a esses parâmetros da análise térmica, pode-se calcular os fluxos de calor envolvidos nas etapas de aquecimento e resfriamento do processo convencional de fabricação de queijos adotando o leite como volume de controle. Tal análise se torna pertinente para compreender e otimizar o desempenho térmico das configurações propostas para integração dos sistemas de BC assistidos por energia solar pertinentes a esse estudo.

3. REVISÃO DA LITERATURA

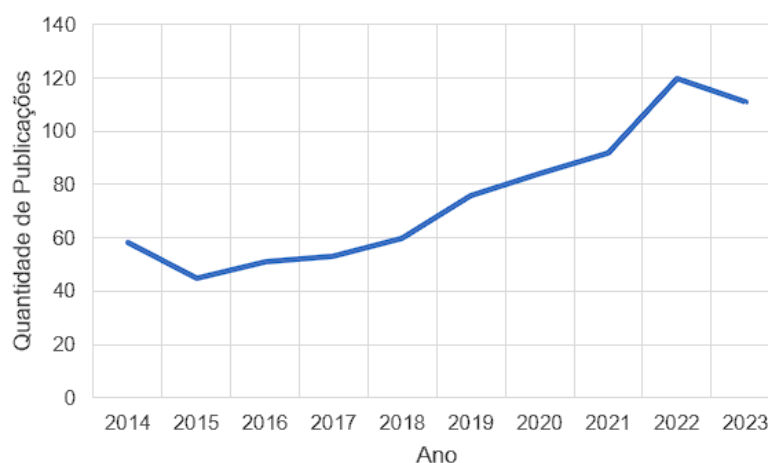
O estado da arte deste trabalho foi dividido em duas seções para melhor entendimento. Na primeira seção foi realizada uma revisão bibliográfica sobre a aplicação de bombas de calor nos processos industriais. Já a segunda apresenta uma revisão bibliográfica sobre bombas de calor assistidas por energias renováveis para aplicações industriais.

A revisão bibliográfica seguiu as orientações dos itens do PRISMA - *Preferred Reporting Items for Systematic Reviews and Meta-Analyses*, método utilizado para orientar e melhorar as revisões sistemáticas e de meta-análises (MOHER *et al.*, 2009). O acervo do portal periódico da CAPES foi utilizado para consulta. A última revisão foi realizada no mês de outubro de 2023.

3.1. APLICAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR NOS PROCESSOS INDUSTRIAIS

Nesta seção, as palavras-chaves combinadas com o descritor booleano inseridas nas bases de dados citadas acima foram as seguintes: (*Heat pumps industrial applications*) OR (bombas de calor aplicações industriais) OR (*bombas de calor aplicaciones industriales*). Foram identificados um total de 2.875 publicações, das quais: Scopus (1.496), IEEE Xplore (190) e Capes (1.189). A Figura 15 apresenta a relação entre a quantidade de artigos encontrados por ano, na última década, relativa à base de dados da Scopus.

Figura 15 - Publicações de BC em aplicações industriais



Fonte: SCOPUS (2023)

De acordo com a Figura 15, nos últimos 3 anos houve um crescente interesse nos estudos de aplicações de BC em processos industriais. Isto se deve ao aumento no foco global em termos da sustentabilidade e na redução das emissões industriais, ampliando não apenas a conscientização ambiental sobre os processos executados no setor, mas também a busca por tecnologias de baixo carbono para melhorar a eficiência energética dos processos combinadas com fontes de energia mais limpas.

Estes sistemas têm se tornado uma tecnologia bastante promissora, pois proporcionam uma alternativa mais eficiente em termos energéticos. De tal forma que podem contribuir efetivamente para a transição para uma matriz energética mais sustentável.

Visando facilitar a identificação de publicações relevantes ao estudo foram incluídos filtros. Inicialmente foi realizada uma filtragem por um período de 2019 a 2024, correspondendo às produções dos últimos 5 anos. Este recorte temporal assegura que o estudo se baseie nas pesquisas mais atuais e pertinentes ocorridos nos últimos anos, refletindo as tendências e inovações na área, de modo a garantir que as conclusões e recomendações estejam alinhadas com o estado atual do conhecimento científico e tecnológico atrelado ao estudo das bombas de calor. Assim, foram identificados um total de 905 publicações.

Após a filtragem por período, foi realizada a filtragem por área de interesse, compreendendo assuntos relacionados a engenharia, energia, ciências ambientais e economia. Sendo identificados um total de 567 publicações.

Em seguida foi realizada a filtragem por tipo de publicações de acordo com o perfil de interesse deste estudo, sendo composto por artigos em revista, jornais ou conferências. Deste modo, foram identificados um total de 396 publicações.

Por fim, para este estudo apenas os artigos revisados por pares foram utilizados. Assim, foram identificados um total de 390 publicações.

Na etapa de Rastreamento, foi verificado uma quantidade significativa de artigos duplicados, aproximadamente 50% das publicações identificadas. Sendo necessário realizar a remoção dos mesmos. Desta forma, cerca de 195 publicações foram analisadas.

De modo a estabelecer uma maior clareza sobre as informações pertinentes das publicações a serem selecionadas, uma planilha utilizando o software Excel® foi

elaborada. Nesta planilha foram inseridas as principais informações desses artigos, como: título, autor, ano, revista/jornal/conferência, base de dados e resumo.

Assim, foram removidas as publicações que não tivessem correlação por título e por resumo, que não estivessem na mesma linha de concordância do objetivo principal deste estudo. Foram rastreadas um total de 92 publicações de interesse por título. Destas, apenas 62 representam o interesse por proposta presente em seu resumo.

Para estabelecer um melhor controle acerca dos artigos selecionados, foi adicionado um novo filtro sobre as publicações não elegíveis para este estudo. Este critério foi adicionado considerando as publicações que tratam de apenas de revisões generalistas sobre o tema, quando houve ausência de informações atreladas ao tipo de software ou modelagem ou simulação utilizados e quando apenas se tratava de avaliação de desempenho de fluidos refrigerantes.

Outro fator relevante em termos de não elegibilidade foi adicionado em razão da presença de trabalhos que consistiam na operação de BCAT em regimes transcíticos. Este regime ocorre quando os fluidos refrigerantes operam acima do ponto crítico nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP) nos ciclos termodinâmicos.

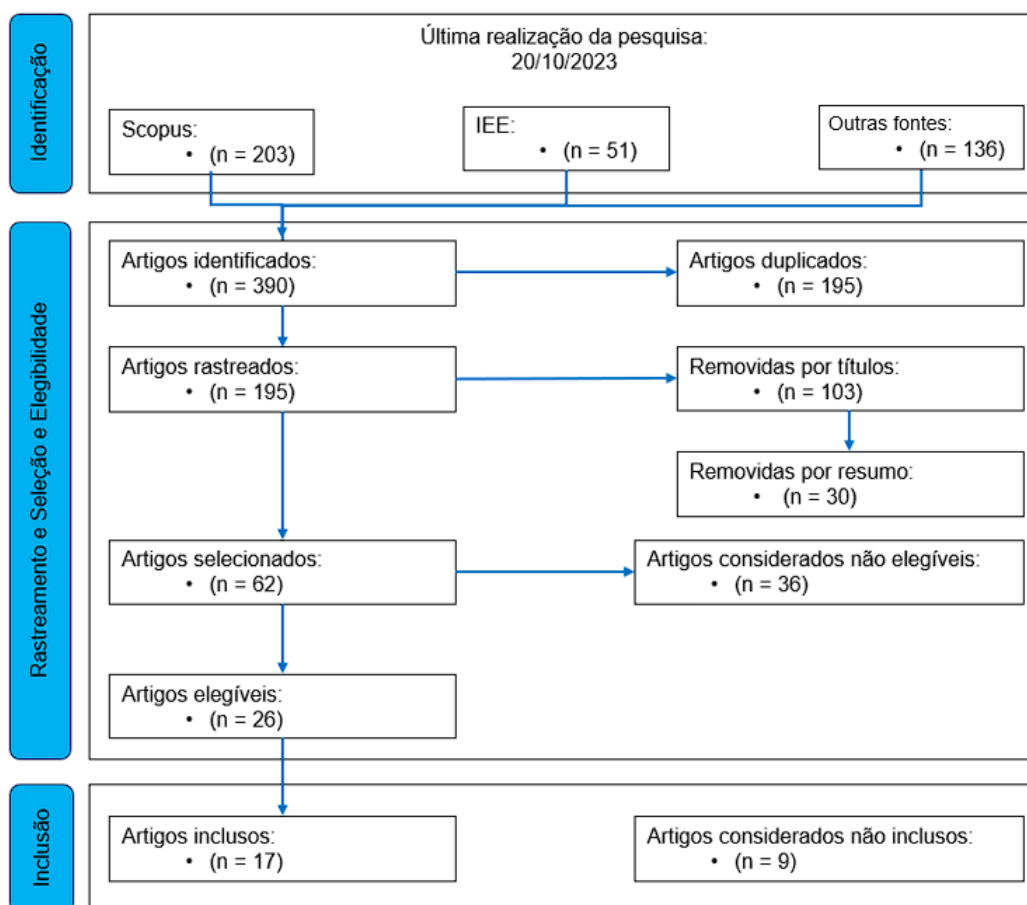
O ponto crítico de um fluido refrigerante é uma condição termodinâmica específica em que as fases líquida e gasosa coexistem em equilíbrio, e não há distinção clara entre elas. Neste ponto, a linha que separa as fases líquida e gasosa no diagrama de pressão e temperatura desaparece, indicando que as propriedades físicas do fluido mudam continuamente de líquido para gás sem que ocorra uma mudança abrupta (BEJAN, 2016).

Neste sentido, a importância de operar abaixo do ponto crítico (regime subcrítico) em sistemas de BC está relacionada com os processos de transferência de calor que se evidenciam nas mudanças de fase claramente definidas nas etapas de evaporação e condensação. Operar abaixo do ponto crítico torna mais fácil o controle das condições de operação do sistema, já que as propriedades físicas do fluido refrigerante são mais previsíveis (MOTA-BABILONI, A. *et al.*, 2015; SULAIMAN *et al.*, 2022), sendo, então, fundamental para otimizar o desempenho, a eficiência e a segurança dos sistemas de BC durante todo o seu funcionamento.

Outro ponto relevante consiste no fato dos compressores comerciais serem projetados para lidar com as características específicas de compressão e expansão do fluido refrigerante em regime subcrítico (ADAMSON *et al.*, 2022; VIEREN *et al.*, 2023), o que outorga a realidade de aplicação deste estudo *in loco*. Desta forma, foram consideradas elegíveis um total de 26 publicações.

Dos artigos elegíveis, somente foram incluídos os que se tratavam de aplicações no setor industrial com geração de vapor. Portanto, um total de 17 publicações foram avaliadas. A Figura 16 apresenta o fluxograma PRISMA elaborado para o processo de seleção das publicações analisadas.

Figura 16 - Fluxograma PRISMA relativo à revisão de literatura conduzida neste estudo



Fonte: A autora (2023).

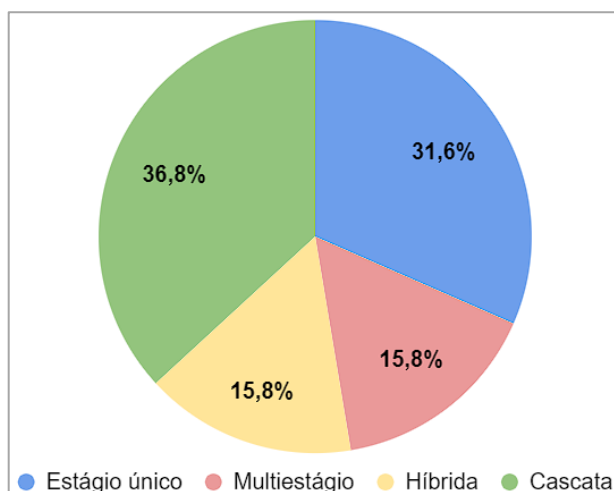
Como resultado, apesar da sua atual relevância para a geração de vapor industrial, nota-se que poucos estudos foram conduzidos com as BCAT como objeto principal de pesquisa. A Tabela 3 apresenta o resumo dos artigos incluídos, destacando as variáveis de interesse, como: autor, ano, arquitetura de configuração

ZOU, H. <i>et al.</i>	2020	Compressã o de vapor em cascata	Modelagem, simulação, otimização e experimental	Geração de vapor	Matlab + Refprop	125°C	20°C
						140°C	-10°C
DAI, B. <i>et al.</i>	2020	Compressã o de vapor de multiestági o	Modelagem e simulação	Geração de vapor	Refprop	70°C	35°C
						120°C	15°C
XU, Z. Y. <i>et al.</i>	2020	Absorção de multiestági o	Modelagem, simulação e experimental	Geração de vapor c/ recuperação de calor	Matlab	84°C	32°C
						120°C	14°C
LI, Wei; XIA; LI, Song	2019	Adsorção em cascata	Modelagem e simulação	Geração de vapor c/ recuperação de calor	CoRE + GCMC	80°C	45°C
						127°C	27°C
BAMIGB ETAN <i>et al.</i>	2019	Compressã o de vapor em cascata	Modelagem, simulação e experimental	Geração de vapor c/ recuperação de calor	Dymola + TIL 3.3.1	85°C	26°C
						115°C	21°C
MIKIELE WICZ; WAJS	2019	Compressã o de vapor de único estágio	Modelagem e Simulação	Geração de vapor	EES	130°C	N/D
		Compressã o de vapor em cascata				150°C	50°C
LIU, C. <i>et al.</i>	2019	Híbrida (absorção- compressã o de vapor)	Modelagem e Simulação	Geração de vapor	EES	130°C	115°C
						160°C	85°C
LUO, B.; ZOU, P.	2019	Compressã o de vapor de único estágio	Modelagem e simulação	Geração de vapor	Matlab + Refprop	110°C	80°C
						120°C	70°C
LI, Xiaoqiong <i>et al.</i>	2019	Compressã o de vapor de único estágio	Modelagem e Simulação	Geração de vapor c/ recuperação de calor	ESS + Refprop	130°C	N/D
						120°C	N/D

Fonte: A autora (2023).

As publicações revisadas seguem direcionadas a arquiteturas de configurações diferentes de BCAT. De forma que as mais utilizadas, como pode ser observado na Tabela 3, consistem em: estágio único, multiestágio, cascata e híbrida (absorção ou adsorção/compressão de vapor). A Figura 17 quantifica os tipos de arquiteturas encontradas nos artigos estudados, dentre as quais destaca-se a aplicação das BC em cascata em mais de 35% das publicações.

Figura 17 - Arquiteturas de BCAT



Fonte: A autora (2023).

Os sistemas em cascata destacam-se por sua abordagem otimizada, caracterizada pela sequência coordenada de diversas formas de energia. Nesse contexto, ocorre uma fluidez contínua entre diferentes níveis energéticos, resultando em uma produção de energia global consistente e estável ao longo do tempo. Essa eficiência deriva da habilidade desses sistemas em maximizar a conversão, explorando as características complementares de diversas fontes energéticas em um único processo ou sistema. Tal integração visa a minimização de desperdícios e a ampliação da utilização eficiente e sustentável dos recursos disponíveis (JIANG, J. *et al.*, 2022).

Embora os estudos baseados nessa configuração possam promover uma melhoria no desempenho, podem ocorrer limites operacionais críticos em questão da sua integração em diferentes aplicações industriais. As BC em cascata são bem adequadas para situações que requerem temperaturas elevadas, devido a sua capacidade de melhorar a eficiência operacional global do sistema em comparação com as BC de único estágio (WANG, W. *et al.*, 2005; XU, L. *et al.*, 2020).

Isto decorre do fato das mesmas utilizarem fluidos refrigerantes diferentes em seus ciclos, cada um operando em condições subcríticas, que interagem através de um trocador de calor intermediário localizado entre os ciclos de baixa e o de alta potência. Tal dispositivo é quem garante o gerenciamento eficaz das diferenças de pressão ao longo de todas as etapas de transferência de calor que ocorrem no ciclo termodinâmico do sistema (SONG, Y. *et al.*, 2017).

As BCDC consistem em dois estágios distintos de transferência de calor, cujas taxas de compressão distintas em cada ciclo possibilitam alcançar temperaturas mais elevadas, tornando-as adequadas para fornecer vapor à pressão atmosférica (LI, Xiaoqiong; ZHANG, Yufeng; MA, X.; *et al.*, 2019; LU, Z. *et al.*, 2022b; WU, Z. *et al.*, 2021). Apesar da sua atual relevância para a geração de vapor industrial, nota-se que poucos estudos foram conduzidos para abordar seu comportamento em condições reais de operação (BAMIGBETAN *et al.*, 2019; LI, Shuaiqi *et al.*, 2021; LIU, C. *et al.*, 2021; ZHAO, Z. *et al.*, 2021).

Coincidentemente, todos os autores sugerem aplicações na indústria do setor têxtil para processos de secagem ou no de processamento de alimentos e bebidas, que contribui com 25% da produção de calor residual (LAW; HARVEY; REAY, 2013). Isto decorre do fato que as normas sanitárias e de segurança exigem a adoção de medidas específicas para controlar a temperatura em determinadas etapas do processo, haja vista que tal setor se baseiam no modelo de camisa para realizar aquecimento e resfriamento dentro da sua malha (BRASIL, 2004). SIMÃO (2021) destaca-se por usar energia solar como fonte de calor de baixa temperatura ao invés de reaproveitar o calor de processo residual na indústria alimentícia de produtos lácteos.

É relevante observar que a faixa de temperaturas adequada para aproveitar o calor residual está alinhada com a faixa de temperaturas da água quente obtida por meio de sistemas solares térmicos de baixa temperatura. Isso sugere que a energia solar tem o potencial de impulsionar sistemas de BCAT.

3.2. BOMBAS DE CALOR ASSISTIDAS POR ENERGIAS RENOVÁVEIS PARA APLICAÇÕES INDUSTRIAIS

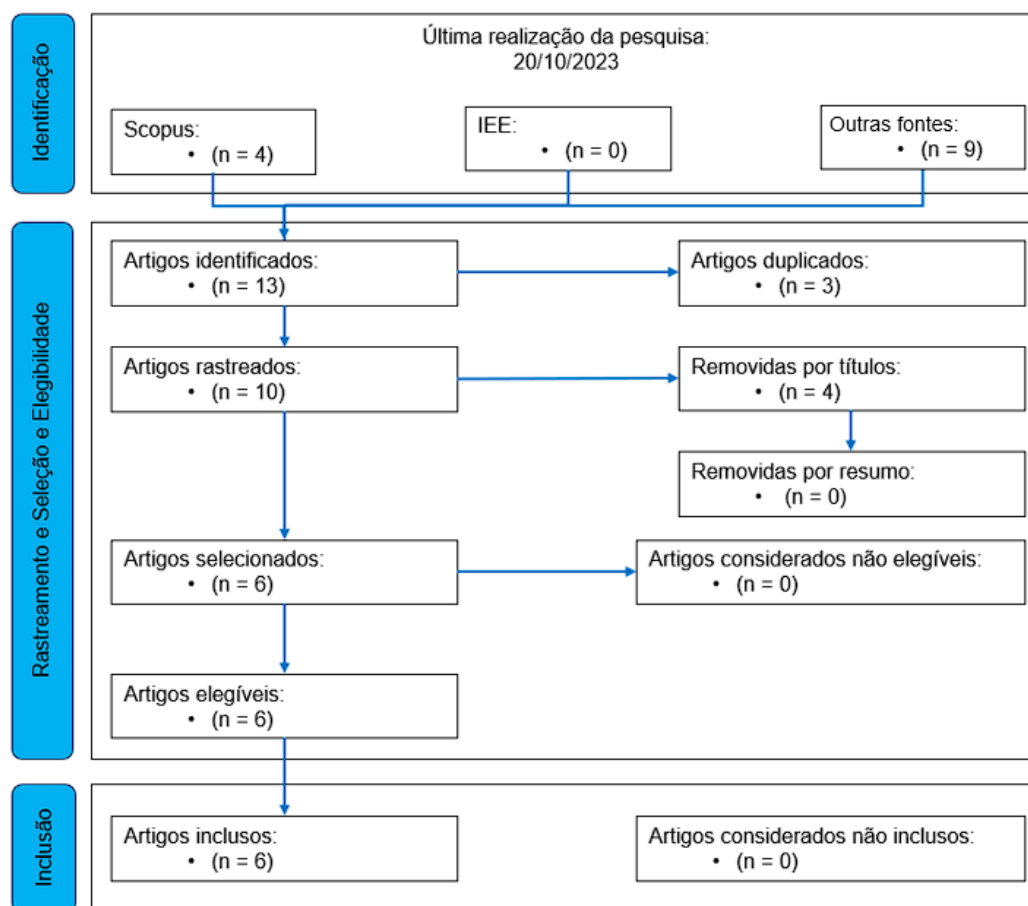
Nesta seção, as palavras-chaves combinadas com o descritor booleano inseridas nas bases de dados citadas acima foram as seguintes: (*Renewable energy assisted heat pumps for industrial applications*) OR (bombas de calor assistidas por energias renováveis para aplicações industriais) OR (*Bombas de calor asistidas por energía renovable para aplicaciones industriales*). Foram identificados um total de 24 publicações.

Adicionando um filtro por período de 2019 a 2024, correspondendo as produções dos últimos 5 anos, foram identificados um total de 13 publicações. Como resultado, foram obtidos poucos estudos revisados por pares que apresentavam o as energias renováveis assistindo as bombas de calor para aplicações industriais como objeto principal de pesquisa.

Na etapa de Rastreamento, foi verificado que havia 3 artigos duplicados, sendo necessário realizar a remoção dos mesmos. Desta forma, cerca de 10 publicações foram analisadas.

Dentre as publicações rastreadas, ainda foram removidos os artigos que não tivessem correlação por título na mesma linha de concordância do objetivo principal deste estudo. Assim, foram selecionadas um total de 6 publicações de interesse, aplicando um filtro por título e por resumo. A Figura 18 apresenta o fluxograma PRISMA elaborado para o processo de seleção das publicações analisadas.

Figura 18 - Fluxograma PRISMA relativo à revisão de literatura conduzida neste estudo



Fonte: A autora (2023).

Como resultado, nota-se que poucos estudos foram conduzidos com as BCAT assistidas por energias renováveis para o setor industrial como objeto principal de pesquisa. Na Tabela 4 são apresentados os artigos analisados destacando os autores, o ano e seus objetivos.

Tabela 4 - Variáveis analisadas nas publicações revisadas.

Autor	Ano	Descrição	Fonte de calor
AL-SAYYAB; MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO- ESBRÍ, Joaquín	2023b	Revisou de forma abrangente as bombas de calor combinadas com outras tecnologias limpas para geração de eletricidade, aquecimento e/ou resfriamento.	Calor residual, solar (PV/T) e geotérmica.
MARTÍNEZ- RODRÍGUEZ; BALTAZAR, J.-C.; FUENTES-SILVA	2023	Realizou o estudo termoeconômico de uma bomba de calor assistida por energia solar para aquecimento em uma indústria de laticínios e outra para a produção de bioetanol anidro 2G.	Solar (coletor solar térmico)
ROSALES- PÉREZ <i>et al.</i>	2023	Revisou de forma abrangente os sistemas de aquecimento solar convencionais e híbridos em diferentes setores industriais, destacando a integração com sistemas de BC como sendo capazes de melhorar o desempenho econômico e energético das BC convencionais.	Solar (coletor solar térmico, fotovoltaico e PV/T)
CHEN, W.; FUJII; SUN	2022	Analisou a relação custo-benefício de cenários de fornecimento de calor para uma fábrica de tintas típica usando BC assistida por energia solar fotovoltaica e incineração de resíduos sólidos urbanos (RSU) em uma fábrica de tintas.	Solar (fotovoltaico) e Biomassa (incineração de RSU)
PALOMBA; DINO; FRAZZICA	2022	Apresentou as BC de compressão e sorção e discutiu a sua utilização em combinação com energia solar térmica. Mostrou que essa integração tem um papel central na redução de emissões devido à produção de aquecimento e resfriamento no setor industrial.	Solar (coletores solares térmicos)
BADIEI <i>et al.</i>	2020	Revisou de forma abrangente sobre desenvolvimentos e avanços da tecnologia de bomba de calor assistida por energia solar no século XXI no setor industrial. Destacou a possibilidade da geração simultânea de calor e energia promovidas por esta integração, resultando em melhor desempenho e operação confiável de sistemas sob condições operacionais severas.	Solar (coletor solar térmico, fotovoltaico e PV/T) e geotérmica

Fonte: A autora (2023).

Os recursos renováveis desempenham um papel crucial na transição para um sistema de energia mais limpo e sustentável, já que a dependência excessiva de combustíveis fósseis pode levar a preocupações com segurança energética e volatilidade nos preços. Assim, a diversificação da matriz energética com recursos renováveis ajuda a reduzir essa dependência, tornando os sistemas mais resilientes

e menos suscetíveis a flutuações nos mercados de energia global (GADO; NADA; *et al.*, 2022).

Ao combinar as BC com fontes renováveis de baixa temperatura, o desempenho energético geral pode ser aumentado, tornando possível o atendimento de processos com demandas elevadas de temperaturas. Os sistemas geotérmicos (HASSAN, A. A. *et al.*, 2023; LEE, M. *et al.*, 2022; ZHAO, Xiaoshuang *et al.*, 2023), eólicos (ESCALONA *et al.*, 2023), de biomassa (KONG, R. *et al.*, 2022; ZHANG, Xiaofeng *et al.*, 2022b) e o solar, têm sido amplamente discutidos e avaliados nos últimos anos (CAO, J. *et al.*, 2023), principalmente no que condiz a relação existente entre a sazonalidade dos seus recursos e o comportamento operacional do sistema integrado.

No entanto, no que consiste a aplicações industriais, a maioria das pesquisas baseia-se na energia solar como fonte auxiliar às BC (BCAS). Verifica-se, dentre as publicações revisadas, como observado na Tabela 4, que a energia solar é utilizada como fonte prioritária na maioria dos artigos, pois em condições climáticas favoráveis e com um sistema de armazenamento térmico integrado consegue atingir alta eficiência de aquecimento por meio da captura da radiação solar, suprimindo a intermitência e a instabilidade do comportamento operacional das demais fontes renováveis a longo prazo (ZEILERBAUER *et al.*, 2023).

Embora existam diferentes abordagens para gerar vapor com energia solar, como a aplicação de coletores solares de concentração parabólicos (SAINI *et al.*, 2023) e da utilização de materiais fototérmicos com elevada absorção óptica (LIN *et al.*, 2019), os sistemas BCAS tem atraído a atenção do setor industrial devido à possibilidade de gerar vapor empregando tecnologias solares de baixa temperatura (CHEN, E. *et al.*, 2023; DENZINGER *et al.*, 2021; GADO; MEGAHED; *et al.*, 2022; HERRANDO *et al.*, 2021; ZOHRI *et al.*, 2023).

A eficiência dos sistemas de energia solar está diretamente relacionada ao tamanho da área de coleta, da temperatura de entrega e do sistema de armazenamento, de modo que para dimensioná-los são necessários obter os valores médios dos níveis de irradiação que ocorrem durante um ano (KALOGIROU, 2016; MARTÍNEZ-RODRÍGUEZ *et al.*, 2022). Essa variação interfere na quantidade de energia térmica útil entregue à região de mais baixa pressão da BC, a qual é

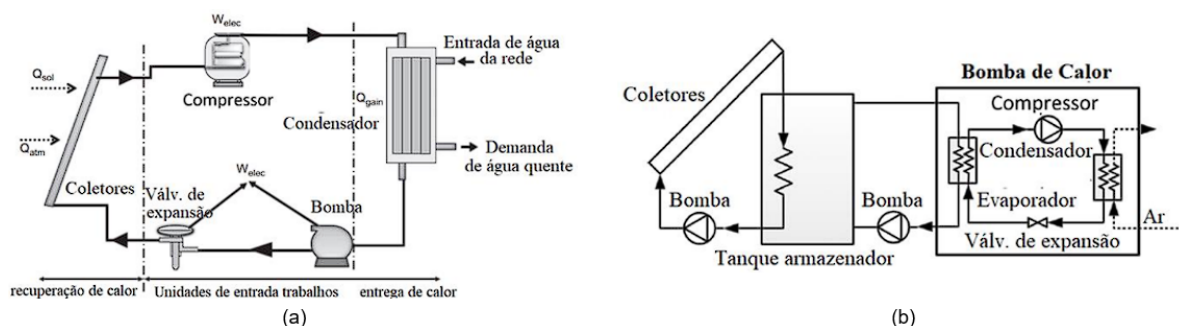
responsável por realizar a troca térmica necessária para acionamento da bomba, já que é esta troca que permite a expansão do fluido refrigerante.

Com base nos dados reportados nas literaturas apresentadas na Tabela 4, é uma questão atual reduzir as grandes áreas de abertura para instalações solares térmicas, visando tornar a operação dos BCAS mais competitiva, viável e sustentável. DÍAZ *et al.* (2015) estimaram que para coletores solares térmicos de placa plana, a proporção é de 3,5 m² de superfície terrestre para cada metro quadrado de área de abertura, cuja relação entre área bruta de solo/área de abertura é maior quando comparadas com os demais sistemas solares térmicos empregados para geração de calor. Assim, pode-se verificar que muitas melhorias tecnológicas foram propostas para aumentar o desempenho energético e econômico da combinação desses sistemas em diferentes setores industriais. Entretanto, a maioria desses avanços está em fase de desenvolvimento e devem ter reduções de custos para serem comercialmente disponíveis.

A expansão do refrigerante provoca a diminuição brusca de pressão e temperatura, preparando o mesmo para o estágio de absorção de calor, que ocorre no evaporador. Esse processo é crucial para o funcionamento eficiente da BC no processo de transferência de calor entre diferentes meios (BEJAN, 2016).

A fim de garantir que o sistema integrado não assuma um comportamento operacional desfavorável, dois métodos de expansão para sistemas BCAS foram desenvolvidos de modo a minimizar os efeitos da variabilidade do recurso solar e da ausência de espaço a ser destinado para alocação da área de coleta: direto e o indireto. Tais métodos foram determinados de acordo com a forma com que o fluido refrigerante expande na BC, conforme ilustrado na Figura 19.

Figura 19 - BCAS: (a) expansão direta e (b) expansão indireta



Fonte: Adaptada de (a) OMOJARO; BREITKOPF (2013) e (b) CHU; CRUICKSHANK (2014).

No sistema de BCAS com expansão direta (DX-BCAS), há uma integração entre os coletores solares e a BC em uma unidade única. Nesse arranjo, o fluido refrigerante percorre os coletores, mudando de fase líquida para gás devido à absorção de calor solar (SHI *et al.*, 2019). Já no sistema com expansão indireta (IX-BCAS), a integração entre os sistemas ocorre por meio de um fluido intermediário, conhecido como fluido térmico, sendo empregado para transportar o calor captado pelos coletores solares até a BC. Esse fluido facilita a transferência da energia térmica capturada pelos coletores para a BC, assegurando sua eficácia, ao passo que mantém uma separação distinta entre o fluido refrigerante da BC e o fluido térmico originado dos coletores solares (ZHOU, J. *et al.*, 2022).

Todos os estudos que investigaram a aplicação de sistemas DX-BCAS relatam o aumento da temperatura no estágio de absorção de calor como influência da intensidade de radiação solar. Tal aumento é refletido na melhora do coeficiente de performance (COP) da BC. A principal razão por trás dessa melhoria do desempenho é a circulação do refrigerante no coletor solar, já que o mesmo é capaz de reduzir a temperatura do coletor, tornando-a mais próxima da temperatura ambiente, o que corrobora com a redução de perdas de calor do mesmo.

No entanto, o aumento da eficiência do coletor em sistemas DX-BCAS promove o aumento da carga de trabalho do subsistema eletromecânico que, por conseguinte, promove a circulação do fluido no interior da BC (compressor ou bomba de circulação), comprometendo sua capacidade de operação. Este subsistema é responsável por transferir energia, geralmente de natureza elétrica, em forma de trabalho ao fluido refrigerante (OMOJARO; BREITKOPF, 2013).

Esta perda de capacidade decorre do fato que esses dispositivos necessitam receber mais energia de uma fonte externa para manter seu funcionamento pleno dentre suas configurações padrões de fábrica. Em termos de aplicações industriais, os sistemas DX-BCAS foram investigados em escala experimental em processos de secagem de alimentos (HAO, W. *et al.*, 2022) e em locais com níveis médios e baixos de radiação solar (SEZEN *et al.*, 2021).

Em relação aos sistemas IX-BCAS, todos os estudos que investigaram sua aplicação relatam a possibilidade de alocação de dispositivos de armazenamento de calor em seu circuito secundário, permitindo uma menor dependência do recurso

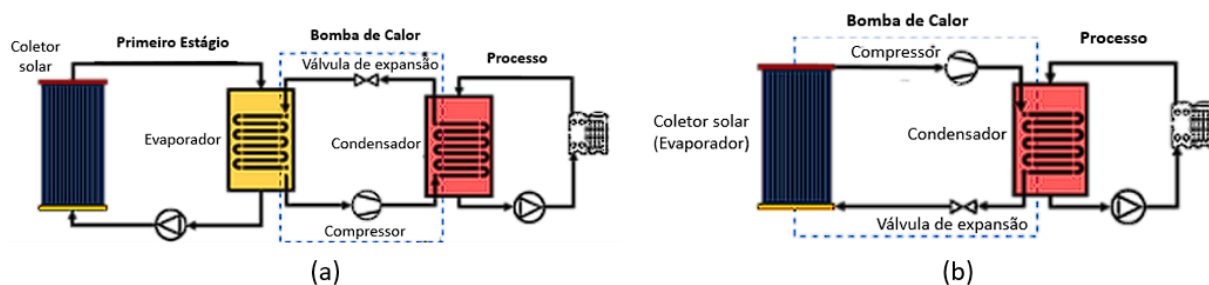
solar em relação aos sistemas DX-BCAS para se manter em funcionamento. A longo prazo, tal vantagem aumenta o COP geral do sistema integrado, já que garantem retirar o sistema da inércia térmica de forma mais rápida (CHU; CRUICKSHANK, 2014).

A configuração IX-BCAS necessita de maior espaço para alocação dos seus circuitos de circulação e, desta forma, apresenta um maior custo de instalação. A presença de um fluido intermediário em seu circuito secundário, proporciona que o coletor solar opere em temperaturas moderadas, o que aumenta o consumo de energia dos subsistemas responsáveis pela circulação do fluido refrigerante na BC. Em termos de aplicações industriais, os sistemas IX-BCAS foram investigados em escala experimental em processos de esterilização de alimentos (BECKER; VUILLERMOZ; MARÉCHAL, 2012; KAPUSTENKO *et al.*, 2008), e em locais com baixos níveis de radiação solar (ZHOU, J. *et al.*, 2022).

Embora os sistemas DX-BCAS sejam mais eficientes, sob a perspectiva do sistema baseado em energia solar, que os sistemas IX-BCAS, sua instalação requer uma maior quantidade de refrigerante, pois apresenta tubulações de conexão mais longas, o que pode aumentar o risco de vazamentos e maiores custos e problemas técnicos relacionados a sua manutenção. Além disso, é possível subdividir essas configurações com base na presença ou ausência de uma fonte adicional de calor, resultando em dois tipos: aqueles que possuem duas fontes de energia e aqueles que dependem de apenas uma (ROSALES-PÉREZ *et al.*, 2023).

Nos sistemas BCAS de fonte única, DX ou IX, a energia solar é a única fonte primária de calor utilizada para impulsionar a BC, sem depender de outra fonte auxiliar. Esses sistemas são projetados para maximizar a utilização da energia solar e são eficazes em condições em que a radiação solar é suficiente para atender às necessidades térmicas do sistema. Tal característica representa uma limitação em termos de flexibilidade de operação do sistema integrado, tornando-o mais sensível à variabilidade do recurso solar (ROSALES-PÉREZ *et al.*, 2023), como observado na Figura 20.

Figura 20 - Fonte única: (a) IX-SAHP e (b) DX-SAHP

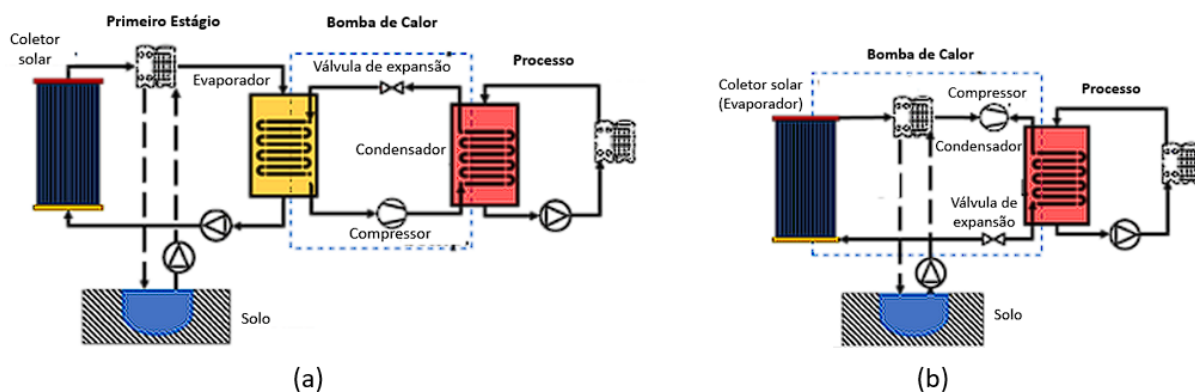


Fonte: Adaptada de ROSALES-PÉREZ *et al.* (2023).

Já nos sistemas BCAS de dupla fonte, a energia solar é a fonte primária, porém visando proporcionar flexibilidade e assegurar que o sistema integrado seja capaz de suprir as necessidades térmicas mesmo em condições climáticas adversas, uma segunda fonte de energia é incorporada. Geralmente, essa outra fonte pode advir de dispositivos elétricos utilizados para geração de calor por efeito Joule (resistências elétricas), de um gerador de calor a combustão ou de outras fontes renováveis de baixas e médias temperaturas (LIU, C. *et al.*, 2021).

A configuração de dupla fonte garante uma operação eficiente e contínua, possibilitando uma maior confiabilidade e adaptação sob diferentes requisitos de carga para se integrar ao setor industrial. A utilização de outros sistemas renováveis como fonte secundária têm sido amplamente desenvolvidas na última década (GADO; NADA; *et al.*, 2022; ROSALES-PÉREZ *et al.*, 2023), conforme ilustrado na Figura 21.

Figura 21 - Dupla fonte: (a) IX-BCAS e (b) DX-BCAS



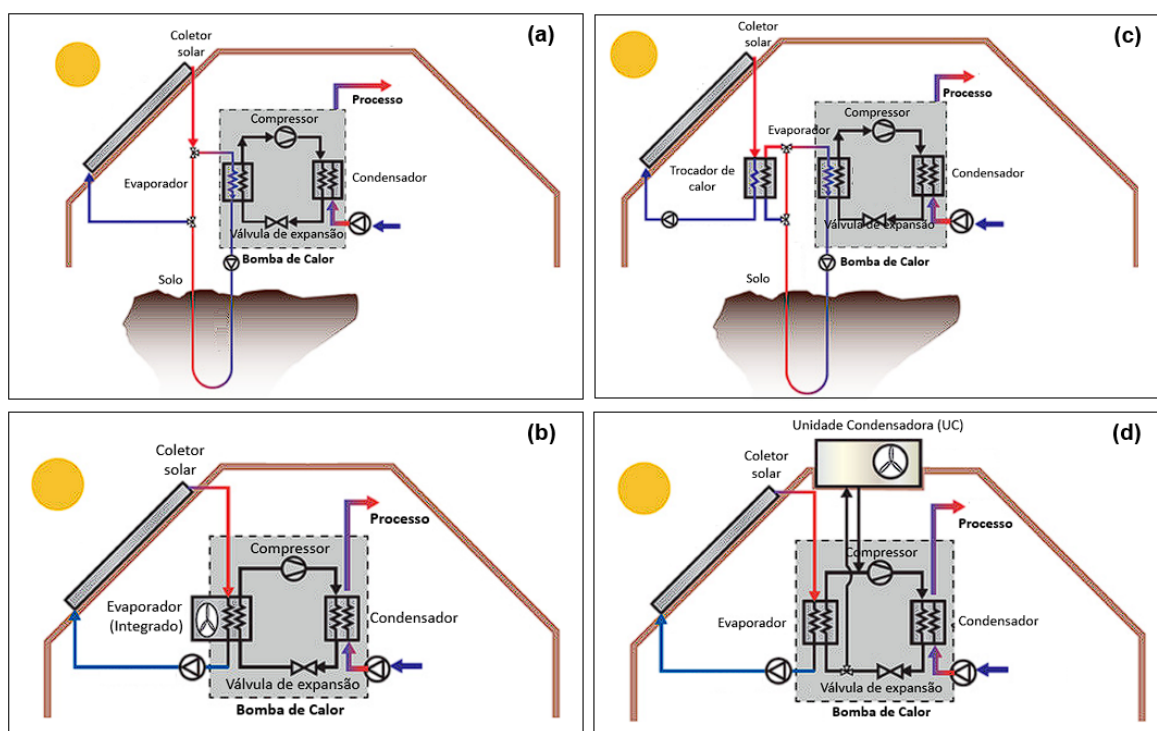
Fonte: Adaptada de ROSALES-PÉREZ *et al.* (2023).

Desta forma, o BCAS de dupla fonte é uma opção robusta para aproveitar a energia solar de maneira sustentável quando a fonte secundária também é renovável. Assim, observa-se que a interação entre essas fontes não é benéfica mutuamente, ou seja, cada uma das fontes contribui para o sucesso do sistema geral sem prejudicar o desempenho do outro.

Em sistemas de dupla fonte, ambas as fontes (solar e a alternativa) podem fornecer energia simultaneamente à BC ou podem operar com apenas uma, enquanto a outra não consegue fornecer uma temperatura adequada para o evaporador da BC. Alguns pesquisadores avaliaram o desempenho de alguns arranjos dessa configuração para atendimento de demandas de carga específicas (GRUBBAUER *et al.*, 2018; HUAN *et al.*, 2019; PALOMBA; DINO; FRAZZICA, 2022).

Esses arranjos podem ser classificados como em série ou em paralelo. A Figura 22 apresenta esses arranjos sob a perspectiva de um sistema IX-BCAS de duas fontes com fluidos de trabalho diferentes (ar-água), como também sob a perspectiva de um sistema IX-BCAS de duas fontes com o mesmo fluido de trabalho (água).

Figura 22 - IX-BCAS de duas fontes em série: água (a) e ar-água (b); e em paralelo: água (c) e ar-água (d)



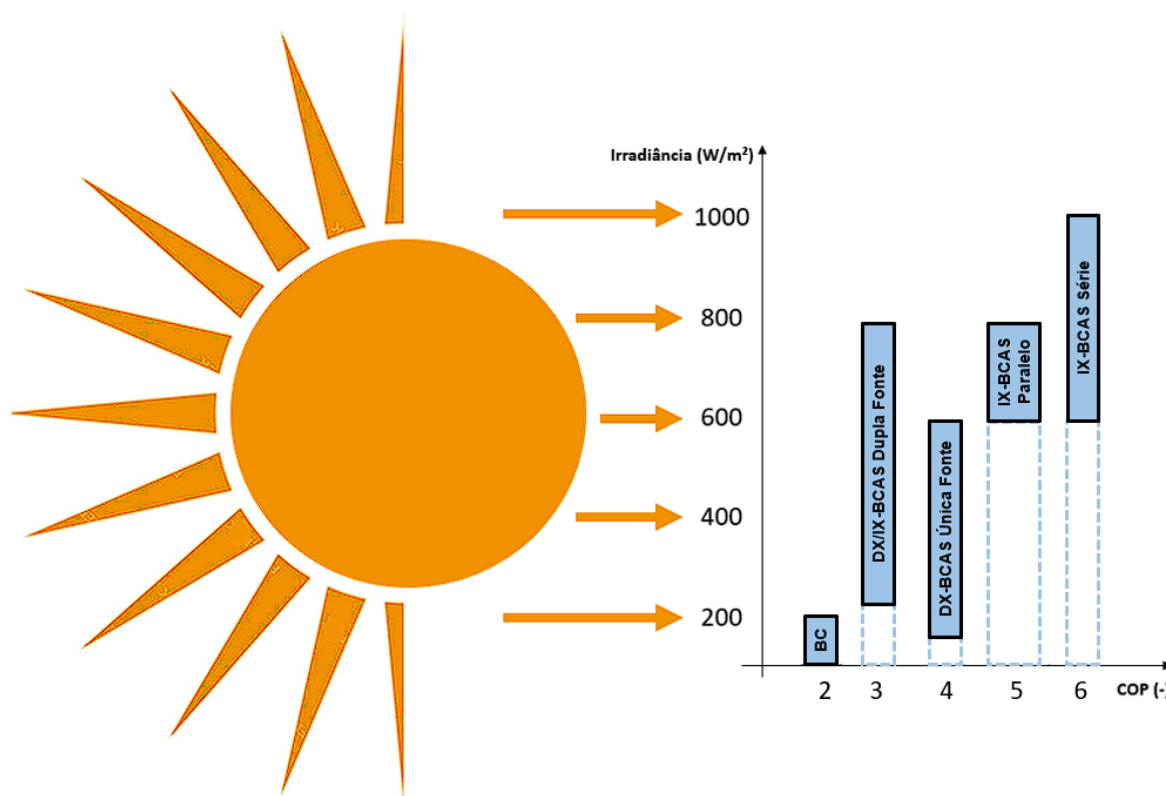
Fonte: Adaptada de MIGLIOLI *et al.* (2023).

Os sistemas BCAS em série referem-se às configurações em que a BC é projetada para operar com as duas fontes de energia independentes, cujo fluxo operacional ocorre de forma sequencial em cascata. Esse tipo de configuração é indicado para operar priorizando a energia solar sempre que disponível e, apenas quando esta não for suficiente, a segunda fonte age como *backup* (LU, J. *et al.*, 2021).

Já os sistemas em paralelo referem-se a configurações em que a BC é projetada para operar simultaneamente com ambas fontes de energia independentes para fornecer calor. Esse tipo de configuração permite uma adaptação dinâmica às condições climáticas e as variações na disponibilidade de energia solar, utilizando um percentual de cada fonte conforme necessário (LEE, M. *et al.*, 2023).

A Figura 23 ilustra a relação de desempenho operacional das configurações de BC mais discutidas na última década, desde seu modelo convencional à ar (bastante difundido para refrigeração de espaços) até o sistema IX-BCAS dupla fonte paralelo, em razão da temperatura ambiente, cujo patamar de variação foi considerado o mesmo para todas as configurações (5°C à 20°C). Para tal análise foi realizada uma revisão de literatura simplificada com publicações nos anos de 2015 a 2023, destacando: a faixa de radiação, a temperatura de entrega do fluido de trabalho pela BC e o COP do sistema (AGREBI *et al.*, 2021; BUKER; RIFFAT, 2016; CAI, J.; ZHANG, F.; JI, J., 2020; HUANG, W. *et al.*, 2017; MA, J. *et al.*, 2020; NOURI; NOOROLLAHI; YOUSEFI, 2019).

Figura 23 - Configuração de BC com melhor desempenho de acordo com as condições ambientais de temperatura e irradiância



Fonte: A autora (2023).

As diversas configurações de BCAS visam otimizar a eficiência do sistema em várias condições. Neste sentido, destaca-se, em particular, a configuração IX-BCAS em série, que demonstrou o melhor COP, conforme observado na Figura 15, atribuído aos efeitos positivos diante das variadas condições ambientais. Portanto, a seleção entre elas depende das metas específicas de eficiência, confiabilidade e adaptação necessárias para atender aos requisitos do processo industrial.

De acordo com as conclusões extraídas da revisão bibliográfica, várias observações podem ser destacadas. Primeiramente, é comum que os processos industriais liberem calor residual de baixa e média temperatura, variando entre 25 °C e 130°C, para o meio ambiente, sendo as indústrias de alimentos e bebidas as principais fontes dessas emissões. A recuperação desse calor residual apresenta-se como uma oportunidade significativa para aumentar a eficiência energética das indústrias, especialmente quando combinada com tecnologias de baixo carbono, como as BC.

Por outro lado, constatou-se um aumento significativo na pesquisa de BCAT para aplicações industriais, especialmente em configurações em cascata. Apesar disso, poucos estudos abordam a geração de vapor à pressão atmosférica utilizando bombas de calor em cascata, destacando-se a necessidade de mais pesquisas nessa área. Além disso, a seleção adequada do fluido refrigerante é crucial para garantir o desempenho ideal e minimizar os impactos ambientais. A integração das bombas de calor com fontes renováveis de energia também é enfatizada como um passo importante para uma transição mais sustentável, aproveitando a compatibilidade das temperaturas do calor residual com sistemas renováveis.

É evidente o aumento dos estudos que investigam a integração da energia solar como uma fonte auxiliar para as bombas de calor em aplicações industriais. No entanto, é essencial reconhecer a variedade de configurações arquitetônicas desenvolvidas para otimizar a eficiência do sistema em condições reais de operação. Nesse contexto, torna-se crucial realizar pesquisas para implementar esses sistemas de forma a garantir uma maior compatibilidade com os requisitos específicos de cada atividade industrial.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Diante das dificuldades técnicas e econômicas enfrentadas pelos pequenos produtores de queijo da região agreste pernambucana, este estudo buscou identificar qual configuração de BCAT teria um melhor desempenho operacional, analisando o ganho em produtividade, o gasto energético, o ganho ambiental e financeiro a partir da realidade encontrada nas queijarias. Para isso, os tópicos a seguir descrevem os métodos de análise utilizados, bem como a caracterização do processo convencional.

A seção 4.1 apresenta a caracterização do processo convencional de fabricação proposto nesse estudo para fim de levantamento das demandas energéticas e tempos de processamento. Já a seção 4.2 apresenta a descrição da análise técnica das configurações propostas por esse estudo. A seção 4.3 apresenta a descrição da análise ambiental, enquanto que a seção 4.4 apresenta a descrição da análise econômica.

4.1. CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO CONVENCIONAL PROPOSTO

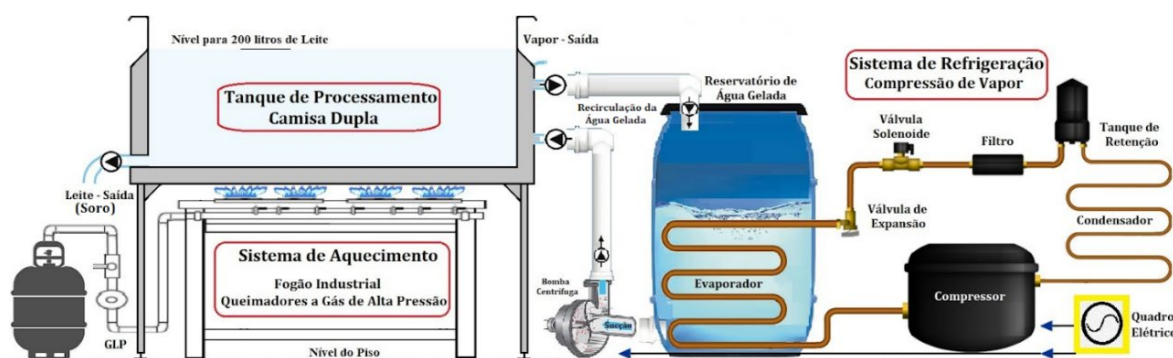
O levantamento da demanda energética do sistema convencional apresentado pelos produtores do APL lácteo pernambucano consistiu na elaboração de uma proposta técnica para atender o processamento de queijos. Sendo assim, foi projetado um tanque de processamento para a fabricação de queijos, cujo sistema de aquecimento é realizado por meio de combustores de GLP.

É sabido que o sistema de resfriamento convencional é baseado na circulação de água que advém da rede de abastecimento local. No entanto, em grande parte dos estabelecimentos lácteos é comum encontrar o sistema de refrigeração composto por *chillers* associados à sistemas de termoacumulação, pois estes permitem uma capacidade de resfriamento mais eficiente, de modo a prover uma remoção rápida e eficaz do calor do leite. Tal fator é crucial para atingir rapidamente a temperatura desejada e evitar o crescimento bacteriano. Além disso, por ser um ciclo fechado, é capaz de estabelecer um controle mais preciso da temperatura e da qualidade da água, já que a mesma é previamente tratada e

congelada (evitando contaminações), reduzindo também seu consumo durante o processo (DINÇER; KANOĞLU, 2010).

Assim, para fins de adotar uma medida de eficiência hídrica, proporcionando uma redução no consumo de água, haja vista a escassez deste recurso na região Agreste Meridional, a proposta de configuração convencional foi constituída pela presença de um TCBH (evaporador) acoplado a uma unidade condensadora de compressão de vapor. Dessa forma, o sistema de resfriamento é realizado por meio da circulação de água gelada proveniente de um reservatório. A Figura 24 ilustra o layout do sistema convencional.

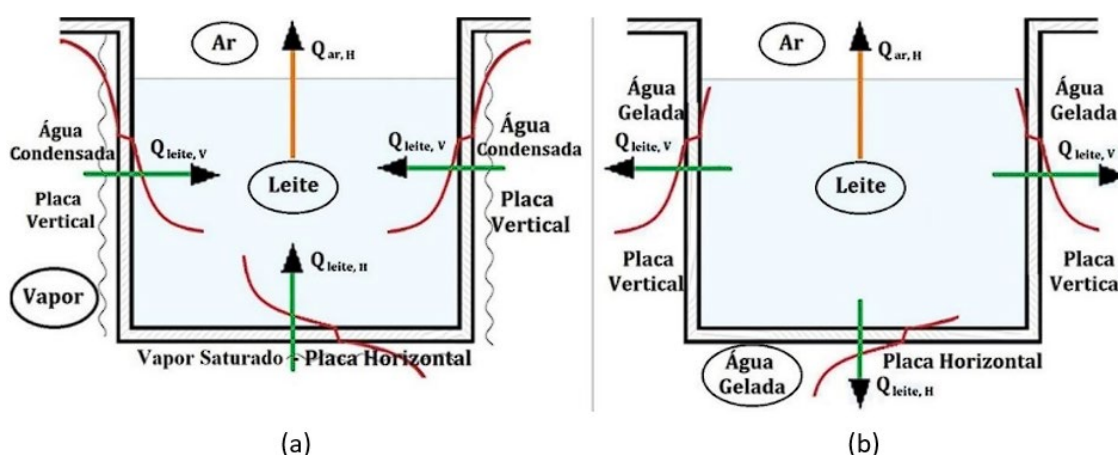
Figura 24 - Diagrama da configuração do sistema convencional para fabricação de queijos



Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

A Figura 25 apresenta o volume de controle do leite para análise das etapas de aquecimento e resfriamento a partir do seu balanço energético.

Figura 25 - Volume de controle do leite: (a) aquecimento (b) resfriamento.



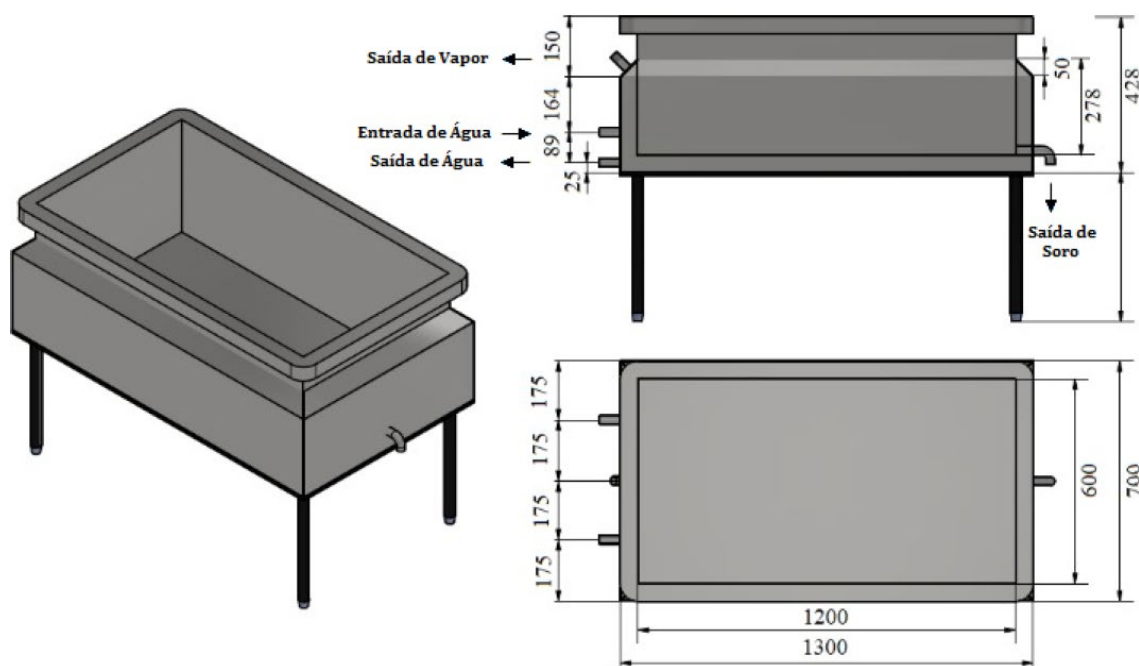
Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

O dimensionamento do sistema proposto foi realizado por meio do balanço energético, aplicando as leis da termodinâmica e os princípios de transferência de calor por condução e convecção. Os desenhos do tanque e do trocador de calor foram elaborados utilizando o software *Autodesk Inventor 2022*[®].

O tanque de processamento foi modelado utilizando chapas de aço inoxidável AISI 304 com uma espessura de 1,5 mm, cuja condutividade térmica ($k_{\text{aço inox}}$) corresponde a 13,8 W/m.K (CHIAVERINI, 2012). Suas dimensões foram estabelecidas de modo que todos os queimadores pudessem ser uniformemente instalados na base. Dessa forma, optou-se por um queimador de alta pressão (ROA, 2019), com diâmetro de 137 mm, centralizado em uma área de seção quadrada de 300 mm x 300 mm. A eficiência de combustão típica para esse tipo de queimador comercial é de 30% (JUGJAI; RUNGSIMUNTUCHART, 2002). Assim, a base do tanque foi projetada para acomodar até 8 desses queimadores, organizados em uma malha 4 x 2, formando uma área retangular de 1200 mm (comprimento) x 600 mm (largura).

A camisa externa, mantendo um espaçamento de 50 mm, envolve a superfície interna do tanque e se estende verticalmente até atingir um volume de 200 L, alcançando uma altura interna de 278 mm. Além disso, a altura interna do tanque foi aumentada em 100 mm para prevenir derramamentos. A altura dos pés é ajustável para atender às necessidades do local de trabalho, variando entre um valor mínimo para a instalação do fogão e um valor ergonomicamente adequado para o operador. O tanque possui dutos para entrada e saída de água, saída de vapor e saída de soro de leite. A Figura 26 ilustra o projeto definido para este tanque.

Figura 26 - Modelo CAD do projeto do tanque de processamento. Dimensões em mm.



Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

A análise térmica foi conduzida empregando a primeira lei da termodinâmica e modelos de transferência de calor. Os balanços de energia dos sistemas foram examinados por meio de volumes de controle aplicados ao leite e ao fluido de trabalho (interior da camisa). A determinação da quantidade de calor requerida para alterar a temperatura do leite e da água foi realizada utilizando a Equação 23 referente ao calor sensível:

$$Q_s = V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (23)$$

na qual: Q_s é a taxa de calor sensível total transferido (kJ), V é o volume do fluido (m^3), ρ é a densidade do fluido (kg/m^3), c_p é o calor específico a pressão constante ($kJ/kg.K$), e ΔT é a diferença de temperaturas (K).

As propriedades termofísicas dos alimentos variam conforme a composição química e a temperatura (ASHRAE, 2005). Para fins de simplificação, adotou-se os valores médios para a faixa de temperaturas de operação ($25^\circ C$ a $65^\circ C$) ($\rho_{\text{leite}} = 1.020,3 \text{ kg/m}^3$; $c_{p_{\text{leite}}} = 3,8 \text{ kJ/kg.K}$) (MUNIR *et al.*, 2016). As propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho foram determinadas com o auxílio da ferramenta

CoolProp[®]. Para o cálculo das diferenças de temperatura foram considerados os valores: $T_{\text{vapor}}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{ar}}=20^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{in, água}}=6^{\circ}\text{C}$.

No processo de aquecimento, o dimensionamento térmico foi orientado para determinar o número mínimo de queimadores e o tempo necessário para a operação. Conforme ilustrado na Figura 25(a), verifica-se que o calor transferido pelo vapor de água saturado através da base (B) e das laterais (L) da superfície interna contribui para o aumento da temperatura do leite. Simultaneamente, o fluxo de calor por convecção natural do ar na superfície externa do leite, no topo do tanque (T), atua no sentido de reduzir sua temperatura, definido de acordo com a Equação 24.

$$Q_{\text{leite,in}} = Q_{\text{ar, T}} + Q_{\text{s, leite}} \quad (24)$$

na qual: $Q_{\text{leite, in}}$ é o calor transferido do vapor para o leite (kJ) através das superfícies de contato na base e nas laterais, $Q_{\text{ar, T}}$ é o calor transferido do leite através do topo para o ambiente (kJ) e $Q_{\text{s, leite}}$ é o calor sensível do leite (kJ).

Considerando o volume de controle para o tanque, pode-se determinar o balanço de energia conforme a Equação 25:

$$\eta_{\text{queimador}} \cdot Q_{\text{queimador}} = Q_{\text{s, água}} + Q_{\text{leite,in}} + Q_{\text{ar,L}} \quad (25)$$

na qual: $\eta_{\text{queimador}}$ é a eficiência do queimador (%), $Q_{\text{queimador}}$ é a energia liberada pelos queimadores (kJ), $Q_{\text{s, água}}$ é o calor sensível da água (kJ), e $Q_{\text{ar, L}}$ é o calor transferido para o ar ambiente (kJ) através da superfície externa lateral da camisa.

A convecção natural ocorre na superfície lateral do tanque de processamento e na superfície do leite, na qual a parte mais quente do fluido de trabalho se torna menos densa e, conseqüentemente, mais leve. Esse fluido mais quente tende a subir, enquanto o fluido mais frio e denso desce para ocupar o espaço deixado pelo fluido em ascensão. Esse movimento ascendente e descendente resulta em correntes de convecção que facilitam a transferência de calor.

Nesse contexto, os coeficientes de transferência de calor por convecção, $h_{\text{leite, B}}$ e $h_{\text{ar, T}}$, foram calculados levando em consideração a convecção natural em

superfícies horizontais, enquanto que os coeficientes $h_{\text{leite, L}}$ e $h_{\text{ar, L}}$, foram calculados considerando convecção natural em superfícies verticais. Já os coeficientes $h_{\text{vapor, B}}$ e $h_{\text{vapor, L}}$, foram calculados considerando o mecanismo de condensação de vapor.

No processo de resfriamento, o dimensionamento térmico visa determinar o volume de água gelada que circula na camisa do tanque. Conforme ilustrado na Figura 25(b), observa-se que o calor transferido através da base e das laterais da superfície interna, assim como pelo topo da superfície externa, contribui para a redução da temperatura do leite, conforme apresentado pela Equação 26:

$$Q_{\text{leite, out}} = Q_{\text{s, leite}} - Q_T \quad (26)$$

na qual: $Q_{\text{leite, out}}$ é o calor transferido para a água através das superfícies de contato (kJ) e Q_T é o calor transferido pelo topo para o ambiente.

Considerando o volume de controle para o tanque, podemos determinar o balanço de energia definido pela Equação 27:

$$Q_{\text{s, água}} = Q_{\text{leite, out}} + Q_B + Q_L \quad (27)$$

na qual: Q_B e Q_L são os calores transferidos do ambiente para a base e lateral da superfície externa (kJ), respectivamente.

Tendo em vista que durante todo o processo de fabricação, é realizado um processo de agitação manual, que não é contínuo e ocorre em baixas velocidades, foi considerado, para este estudo, que as velocidades de agitação do leite estejam entre 0,2 m/s e 0,1 m/s. O impacto dessa agitação se evidencia durante o processo de resfriamento, pois há um aumento do fluxo de calor pelo topo do leite. Neste sentido, o coeficiente de transferência de calor por convecção, h_T , foi calculado considerando o mecanismo de convecção forçada.

Os coeficientes $h_{\text{ar, B}}$ e $h_{\text{ar, L}}$, foram calculados considerando o processo de convecção natural em superfícies verticais e horizontais. Já os coeficientes de transferência de calor por convecção, $h_{\text{água, B}}$ e $h_{\text{água, L}}$, foram calculados considerando convecção forçada em placas planas isotérmicas.

De posse de todos os valores, pode-se calcular os fluxos de calor envolvidos no processo de fabricação de queijos. Com o valor do fluxo de calor necessário para etapa de resfriamento (lado do evaporador), que advém do calor retirado da água, é possível realizar o dimensionamento da unidade condensadora e da eficiência do trocador de calor.

A unidade condensadora é um conjunto de dispositivos eletromecânicos, compostos por compressor, condensador e válvula de expansão. Juntamente com um evaporador, essas unidades formam uma BC de compressão de vapor de único estágio. A escolha dessas unidades geralmente se baseia na capacidade de refrigeração proporcionada pelo compressor, uma vez que esse componente é crucial para impulsionar a circulação do fluido dentro do ciclo de refrigeração. O compressor desempenha um papel essencial ao permitir a transferência do fluido da temperatura de evaporação (lado de baixa pressão) para a temperatura mais elevada de condensação (lado de alta pressão) no sistema de refrigeração.

A determinação dessa capacidade de refrigeração é realizada por meio da modelagem termodinâmica da BC de estágio único. Para tal, a modelagem foi realizada em Python 3.10.12 na ferramenta Google Colab® e o fluido refrigerante selecionado para compor o sistema foi o R134a, pois apresenta uma temperatura crítica acima de 100°C e é o mais difundido no mercado (MAKHNATCH, 2014). A Tabela 5 apresenta as propriedades termofísicas do mesmo, bem como seu potencial de depleção do ozônio (*Ozone Depletion Potential* – ODP) e seu GWP.

Tabela 5 - Propriedades termofísicas do R134a.

Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (bar)	ODP (100 anos)	GWP (100 anos)
R134a	101,1	40,6	0	1430

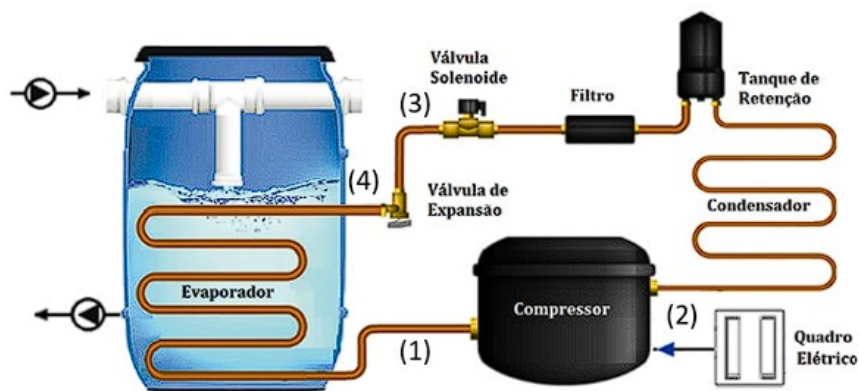
*ODP: Mede o potencial de desgaste do ozônio, variando de 0 a 1, portanto, se o ODP estiver perto de zero, o impacto na camada de ozônio é pequeno.

*GWP: Mede o efeito do aquecimento produzido pelos gases na atmosfera ao longo do tempo em relação às quantidades de CO₂ (em peso).

Fonte: GAS-SERVEI (2022)

O dimensionamento do sistema proposto foi realizado a partir do balanço energético de cada componente da BC aplicando as leis da termodinâmica. O diagrama esquemático da BC é mostrado na Figura 27.

Figura 27 - Diagrama do sistema de BC de único estágio.



Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

Neste ciclo, o evaporador extrai calor (4-1) para atender à demanda de resfriamento da água gelada. Nessa fase, o refrigerante absorve calor no evaporador (4-1), a região de temperatura mais baixa do sistema, transformando-se em vapor saturado (1). Essa troca térmica no evaporador é crucial para atender à necessidade de resfriamento no processo industrial. O vapor de refrigerante resultante é comprimido adiabaticamente no compressor (1-2), convertendo-se em vapor superaquecido (2). Esse vapor de alta pressão e temperatura entra no condensador (2-3), onde libera energia para o ambiente externo, transformando-se em líquido saturado a alta pressão e temperatura (3). Em seguida, o líquido refrigerante passa pela válvula de expansão, que reduz sua pressão por meio de um processo de expansão isoentálpica (3-4). Esse processo retorna o fluido à mais baixa pressão e temperatura no ciclo, levando-o de volta ao evaporador (4). O retorno ao evaporador (4-1) marca o término do ciclo do refrigerante.

Algumas hipóteses foram adotadas para caracterizar o modelo termodinâmico do sistema proposto:

- i. Operação em regime estacionário, assim, as propriedades do fluido refrigerante são invariáveis em cada ponto de análise ao longo do tempo;
- ii. O compressor opera adiabaticamente;
- iii. Os fluidos refrigerantes são saturados na saída do evaporador e do condensador;
- iv. A válvula de expansão realiza um processo de estrangulamento isoentálpico;

- v. Os efeitos da energia cinética e potencial do fluido refrigerante são desprezíveis;
- vi. Não são consideradas perdas de calor e perdas de pressão nas tubulações, no evaporador e no condensador.

De acordo com as hipóteses mencionadas acima, a análise térmica foi realizada utilizando a primeira lei da termodinâmica, definido pela Equação 3, e o princípio de conservação da massa. A Equação 28 representa a equação de conservação de energia para um sistema aberto.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \cdot H - \sum_{\text{sai}} \dot{m} \cdot H = 0 \quad (28)$$

Em termos do TCBH, seu modelo foi selecionado para compor este estudo por ser compacto, apresentar elevadas eficiências (razão entre a área de transferência de troca e o volume do fluido) e efetividade (menores aproximações de temperatura entre os fluidos), quando comparado com trocadores convencionais, como o de placas (*Plate Heat Exchanger* - PHE) e o de casca e tubo, para aplicações com demandas de calor pequenas e médias em sistemas contínuos (KREITH; BOHN, 2003).

Um TCBH é composto por uma bobina helicoidal fabricada a partir de um tubo metálico, encaixado na porção anular de dois cilindros concêntricos. O fluido refrigerante (R134a) circula dentro das bobinas, enquanto que o fluido de trabalho (água) circula no anel, de forma que a transferência de calor é realizada através das paredes das bobinas. Para fins de determinação da sua eficiência de troca, foi realizada uma modelagem geométrica com base no fluxo térmico da etapa de resfriamento.

A fase inicial da modelagem envolveu a escolha dos materiais para a composição do TCBH, priorizando aqueles amplamente disponíveis comercialmente e que apresentassem um baixo custo de aquisição, considerando o poder aquisitivo dos produtores locais do APL lácteo. Nesse contexto, os materiais considerados foram: polietileno de média densidade com proteção contra raios ultra violeta para compor o sistema do cilindro, e o cobre para compor a serpentina em razão da sua

elevada condutividade térmica, elevada resistência à corrosão e elevada maleabilidade ($k_{\text{cobre}}=385 \text{ W/m.K}$) (CHIAVERINI, 2012).

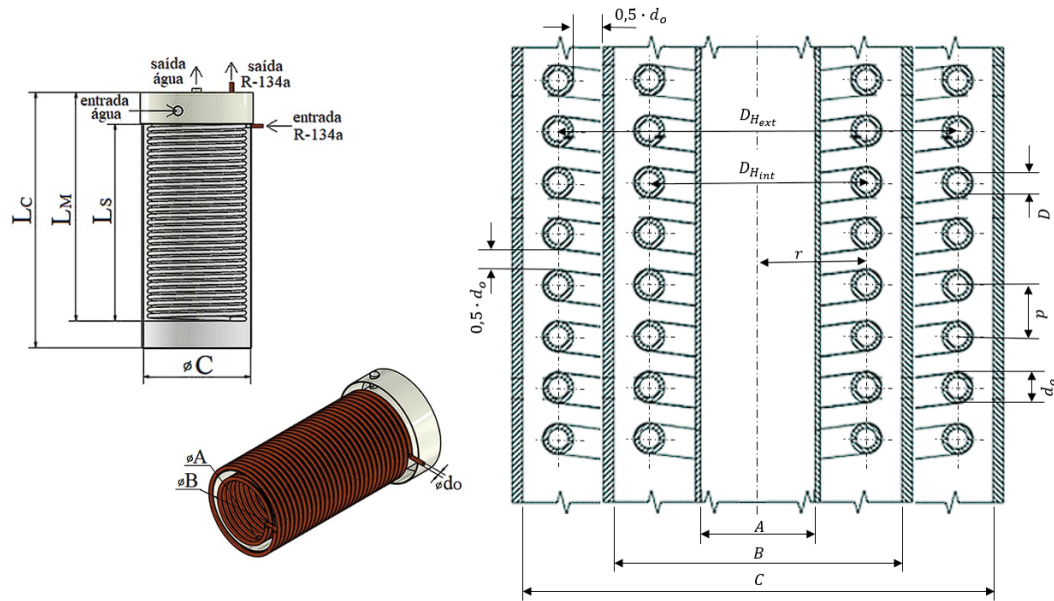
O procedimento da modelagem geométrica aplicado neste estudo foi reportado na literatura por PATIL; SHENDE; GHOSH (1986). No entanto, a estrutura geométrica proposta neste estudo para o TCBH é composta por duas bobinas helicoidais, cada uma com 32 espiras, o que torna o seu formato único para atender ao processo de resfriamento da queijaria. As dimensões principais do TC de dupla bobina helicoidal (TCDB) são apresentadas na Tabela 6. A Figura 28 mostra o seu formato geométrico singular e suas dimensões, propostas com base em valores comerciais.

Tabela 6 – Dimensões da modelagem geométricas do TCDB.

Descrição		Variáveis	Valor	Material
Anel interno	Diâmetro interno (mm)	A	350	Polietileno
	Diâmetro externo (mm)	B	480	
	Diâmetro hidráulico (mm)	D_{H_int}	415	
	Altura (mm)	L_M	1150	
Anel externo	Diâmetro interno (mm)	B	480	
	Diâmetro externo (mm)	C	570	
	Diâmetro hidráulico (mm)	D_{H_ext}	525	
	Altura (mm)	L_c	1350	
Bobina	Diâmetro interno (mm)	D	19	Cobre
	Diâmetro externo (mm)	d_o	22	
	Altura (mm)	L_s	1000	
	Passo (mm)	p	33	

Fonte: A Autora (2023).

Figura 28 - Diagrama esquemático com vista em corte do TCDB.



Fonte: Adaptado de: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023) e PATIL; SHENDE; GHOSH (1986).

Assim, de posse do valor da quantidade de energia transferida para o fluido refrigerante, da área de troca térmica e das capacidades térmicas dos fluidos de troca, pode-se calcular o valor da eficiência de troca térmica para o TCDB (KREITH; BOHN, 2003; PATIL; SHENDE; GHOSH, 1986). Tal termo é relevante, pois em conjunto com a determinação da demanda de resfriamento, bem como do volume e do fluxo de água, é possível determinar a quantidade de calor que é efetivamente transferido para o fluido refrigerante no evaporador, conforme a Equação 29:

$$\dot{Q}_L = \eta_{TCDB} \cdot \dot{Q}_{\text{água}} \quad (29)$$

na qual: $\dot{Q}_L$ é a quantidade de calor total transferido para o fluido refrigerante (kW), η_{TCDB} é a eficiência de troca térmica do TCDB e $\dot{Q}_{\text{água}}$ é a quantidade de calor total fornecido pela água pela etapa de resfriamento (kW).

Desta forma, o calor de entrada da BC no evaporador, segundo a Figura 27, é dado pelo fluxo de massa e pela diferença de entalpia entre os pontos 1 e 4, conforme Equação 30:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_B \cdot (H_1 - H_4) \quad (30)$$

na qual: $\dot{m}_B$ é fluxo mássico do fluido refrigerante no ciclo (kg/s), H_1 é a entalpia específica do ponto 1 (kJ/kg) e H_4 é a entalpia específica do ponto 4 (kJ/kg).

O valor de entalpia específica do ponto 1, segundo a Figura 27, foi determinado a priori a partir da temperatura do R134a na condição de vapor saturado. Para fins desse estudo foi considerada a temperatura de 0°C ($P_{\text{sat}}=2,93$ bar), haja vista a necessidade de admitir uma taxa de compressão dentro dos valores de limites recomendados para sistemas com esse refrigerante, ou seja, cerca de 2:1 até 5:1 (GOND *et al.*, 2016; RASMUSSEN *et al.*, 2018). Sendo assim, a pressão de saturação na saída do compressor pode assumir valores limites de até 14,65 bar, o que confere uma temperatura de aproximadamente 56°C. Já o valor da entalpia específica do ponto 4 (H_4) foi determinado com base no valor da entalpia de entrada do fluido na válvula de expansão (H_3) (líquido saturado na temperatura de condensação), visto que o processo é isoentálpico ($H_3=H_4$).

No processo de estrangulamento de um fluido refrigerante ocorre uma redução de pressão, que representa uma perda de carga para o sistema. No entanto, tendo em vista que não há transferência de calor nem realização de trabalho sob o sistema, pode-se observar que ocorre um aumento na velocidade de escoamento do fluido. Haja vista que o fluxo mássico permanece constante no ciclo, ocorre uma mudança no seu volume específico. Esta mudança reflete diretamente na variação da energia interna do fluido e, por conseguinte, sua temperatura também varia. Assim, considerando que o volume específico aumenta à medida que a pressão diminui, a diferença de entalpia deve ser nula (processo isoentálpico) para que a primeira lei da termodinâmica seja satisfeita. Diante disto, o estado físico do refrigerante no ponto 4 representa uma mistura bifásica (líquido + vapor) (WYLEN, VAN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1994).

Assim, de posse do valor da quantidade de calor a ser removido pelo evaporador e os respectivos valores de entalpia de entrada e saída do refrigerante, pode-se determinar o valor da vazão mássica do refrigerante no ciclo de acordo com a Equação 30. Em termos do compressor, sua potência teórica é determinada de acordo com a temperatura de evaporação e a pressão de condensação do fluido refrigerante (SHAPIRO; MORAN, 2009). O acionamento do compressor, para este

estudo, é realizado por um motor elétrico, de modo que a potência do compressor pode ser definida pela Equação 31:

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{m}_B \cdot (H_{2s} - H_1)}{\eta_{sB} \cdot \eta_v \cdot \eta_e} \quad (31)$$

na qual: $\dot{W}_B$ é a potência do compressor (kW), η_{sB} é a eficiência isentrópica do ciclo: $(H_{2s} - H_1)/(H_2 - H_1)$, H_{2s} é a entalpia específica no ponto 2 considerando que o compressor opera segundo um processo isentrópico ($s_{2s} = s_1$) (kJ/kg), s_{2s} é a entropia específica no ponto 2 (kJ/kg.K), s_1 é a entropia específica no ponto 1 (kJ/kg.K), η_v é a eficiência volumétrica do compressor (%) e η_e é a eficiência elétrica do motor (%). Para este estudo foi considerado que: $\eta_v = 80\%$ (MA, X. *et al.*, 2018) e $\eta_e = 96\%$ (PROCEL, 2017).

Para determinar a temperatura no ponto 2, foi considerado inicialmente que o compressor opera segundo um processo isentrópico ($s_{2s} = s_1$), de modo a obter o valor limite de temperatura neste ponto (T_{2s}). Assim, mantida a pressão ($P_{2s} = P_2$), observou-se que uma temperatura superior foi obtida ($T_2 > T_{2s}$), o que torna o fluido vapor superaquecido. Para obter esse valor, além de considerar a conservação da massa ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$), foi necessário determinar o coeficiente de expansão adiabática do fluido ($\gamma = c_p/c_v$), em que c_v corresponde ao calor específico a volume constante do refrigerante (kJ/kg.K). Assim, considerando que o processo de compressão é adiabático e reversível para os pontos 1 e 2, podemos aplicar a lei dos gases conforme a Equação 32:

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \quad (32)$$

Diante da Equação 32, pode-se estabelecer uma relação entre as pressões e as densidades dos fluidos nos pontos 1 e 2, obtendo o valor da densidade do fluido no ponto 2 (ρ_2). Desta forma, pode-se determinar o valor da temperatura do ponto 2 em função da sua densidade e pressão. Assim, o valor de entalpia específica no ponto 2 foi determinado em função da pressão (P_2) e temperatura (T_2).

O valor da entalpia específica do ponto 3 foi determinado com base no valor da pressão de descarga do compressor do ciclo ($P_2 = P_3$) no estado de líquido

saturado. A quantidade de calor total removido do fluido refrigerante a ser transferido para o meio externo (calor residual) no condensador foi calculada de acordo com a Equação 33:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_B \cdot (H_2 - H_3) \quad (33)$$

na qual: $\dot{Q}_H$ é a quantidade de calor total a ser transferido pelo refrigerante para o ambiente (kW).

A quantidade de calor recebida pelo ar, deve ser suficiente para variar sua temperatura sem alterar seu estado físico. Essa energia pode ser determinada a partir da equação do calor sensível, conforme apresentado pela Equação 34, e da eficiência de troca do trocador de calor da unidade condensadora:

$$\dot{Q}_{s, ar} = \frac{\dot{Q}_H}{\eta_{TC}} \quad (34)$$

na qual: $\dot{Q}_{s, ar}$ é a quantidade de calor recebida pelo ar (kW) e η_{TC} é a eficiência de troca térmica do trocador de calor de serpentina tubular do condensador (%). O $\dot{Q}_{s, ar}$ é determinado de acordo com a Equação 35:

$$\dot{Q}_{s, ar} = \frac{\dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar}}{3600} \cdot c_{p_{ar}} \cdot \Delta T \quad (35)$$

na qual: $\dot{V}_{ar}$ é o fluxo volumétrico de ar (m^3/h), ρ_{ar} é a densidade do ar ($1,2 \text{ kg}/m^3$), $c_{p_{ar}}$ é o calor específico da água a pressão constante ($1 \text{ kJ}/\text{kg.K}$), ΔT é a diferença de temperatura do ar entre a temperatura ambiente e a de saída do ar a pressão atmosférica (K).

Nessa proposta, a troca de calor com o ambiente na unidade condensadora é realizada através da convecção forçada com a assistência de um ventilador. Sendo assim, alterações nas taxas de fluxo de ar influenciam nos coeficientes de transferência de calor com o refrigerante que, por sua vez, afeta a transferência de calor e o desempenho global do sistema (HUSSAIN *et al.*, 2020). Desse modo, a

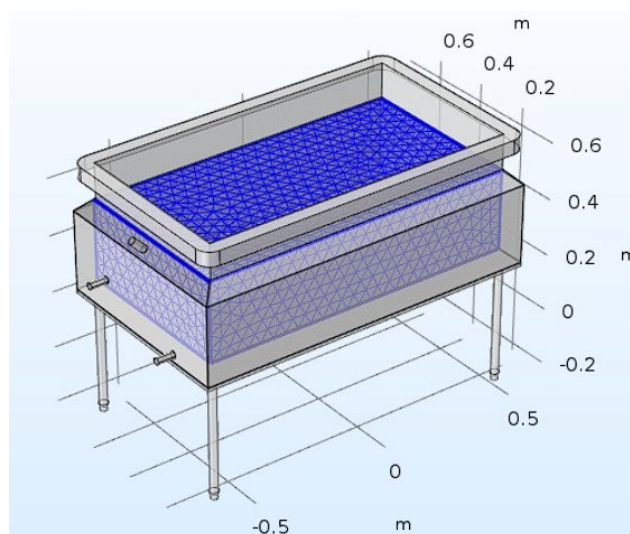
velocidade média dos ventiladores, que são responsáveis por determinar seu fluxo volumétrico, pode variar dependendo do projeto específico do sistema, das especificações do fabricante e das condições de operação. Assim, para fins de simplificação desse estudo, o efeito da variação da velocidade de rotação dos ventiladores não foi considerado, de modo que foi admitido que o mesmo opera sob velocidade constante.

A fim de garantir a precisão e a confiabilidade das previsões feitas pelo modelo matemático, foi realizada uma simulação computacional do sistema de fabricação de queijos, de modo a validar os coeficientes convectivos encontrados matematicamente. Essa simulação foi baseada na técnica de elementos finitos, no qual o domínio do problema é dividido em uma malha finita de elementos geométricos simples, em que cada um deles é caracterizado por uma equação matemática que descreve o comportamento físico do sistema. Essas equações são combinadas, formando um sistema de equações diferenciais parciais que são capazes de representar o problema global. Assim, aplica-se condições de contorno e iniciais adequadas as condições de operação e sob ação de métodos numéricos é possível obter soluções aproximadas para o problema sem a necessidade de realizar testes físicos extensivos (ASSAN, 2020).

Para este estudo, a modelagem do sistema proposto partiu da análise do regime comportamental do tanque de processamento durante as etapas de aquecimento, pasteurização e resfriamento. Assim, foi realizado um modelo no software *COMSOL Multiphysics Simulation®*, empregando os valores dos coeficientes convectivos e os tempos de processo ideais determinados pelos pequenos produtores de uma queijaria localizada na zona rural do município de Garanhuns/PE, ou seja: 1h de aquecimento, 30 min de pasteurização e 40 min de resfriamento.

O modelo CAD do tanque de processamento foi inserido na análise, conforme ilustrado na Figura 29, de modo a estabelecer um volume de controle para o leite o mais próximo possível do processo real. Nessa simulação, o tanque apresentou um volume de 173 L de leite para serem processados, de modo a comparar a quantidade de calor trocada pelo leite e o tempo necessário para que o mesmo atinja os patamares de temperatura para cada etapa de acordo com comportamento térmico real do sistema caracterizado na Figura 2.

Figura 29 – Malha do tanque de processamento de 200 L



Fonte: A Autora (2023).

Para determinar o comportamento térmico do leite em relação aos tempos de processamento em cada etapa, os coeficientes convectivos obtidos a partir da modelagem térmica foram inseridos como dados de entrada no *COMSOL*. Em ambas as fases de aquecimento e resfriamento, uma velocidade de agitação foi incorporada, sendo intermitente durante o aquecimento e contínuo durante o resfriamento. Essas adições foram feitas para que a simulação refletisse o mais precisamente possível as práticas relatadas pelos produtores locais.

Ao realizar uma simulação computacional, foi possível verificar se os resultados obtidos através do modelo matemático correspondem aos comportamentos reais do sistema em condições práticas. Isso ajuda a confirmar se os coeficientes convectivos calculados estão em linha com o desempenho esperado do sistema e se o modelo matemático utilizado é uma representação adequada do fenômeno físico em questão. A validação por meio da simulação computacional também ajuda a identificar possíveis discrepâncias ou erros que precisam ser corrigidos no modelo.

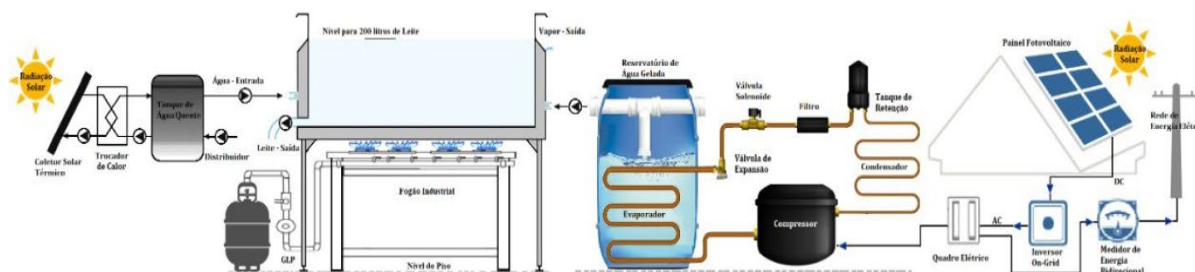
4.2. ANÁLISE TÉCNICA

Nesta seção, foram descritos os métodos de análise técnica utilizados para avaliar o impacto das diferentes configurações propostas de BCAT em termos de produtividade e consumo energético. A modelagem térmica das BC foi realizada utilizando uma abordagem quase-estática, empregando as leis da termodinâmica e modelos de transferência de calor para fim de determinação das condições limites de operação de cada configuração proposta. Essa avaliação técnica é feita com base nas métricas de desempenho, como o COP e ganho de produtividade energética, estabelecidas para atender à capacidade de aquecimento e resfriamento definida pelo modelo térmico do processo convencional.

4.2.1. Configuração 1

Essa proposta de configuração é composta por um sistema termossolar para auxiliar o sistema de aquecimento e por um sistema fotovoltaico conectado paralelo com a rede de distribuição de energia elétrica para auxiliar o sistema de resfriamento (acionamento do compressor da unidade condensadora), de modo a atender a demanda energética do sistema convencional, conforme ilustrado na Figura 30. Para tal, essa proposta consiste no fornecimento de água pré-aquecida pelo banco de coletores para o tanque de processamento e no fornecimento de energia elétrica por uma configuração *on-grid*, composta por: módulos fotovoltaicos, inversores e por uma estrutura metálica de sustentação para os módulos.

Figura 30 - Diagrama da configuração 1



Fonte: GUIMARÃES, L. B. *et al.* (2022)

O sistema de aquecimento auxiliar é composto por coletores solares térmicos de placa plana acoplados a um tanque de armazenamento de água. Para o dimensionamento do sistema termossolar foi utilizado o software TRNSYS®, que

permite modelar sistemas complexos de energia térmica e avaliar seu desempenho ao longo do tempo. Sua escolha se baseou na facilidade da sua utilização e no nível de precisão dos seus resultados em reproduzir modelos de sistemas reais quando comparado com outros softwares de mesma aplicabilidade disponíveis comercialmente, como o Polysun® e o Retscreen® (SHRIVASTAVA; VINOD KUMAR; UNTAWALE, 2017).

A utilização do TRNSYS® ajuda na seleção e dimensionamento adequados dos componentes do sistema termossolar (HABERL; SOOLYEON CHO, 2004). Para o dimensionamento do sistema solar fotovoltaico foi utilizada a NBR 16690 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2019) e a resolução normativa para geração distribuída (ANEEL, 2023).

Dessa forma, o sistema solar térmico é composto por coletores solares térmicos de placa plana da fabricante Bosch/Heliotec modelo MC20 Evolution Pro ($F_r U_l = 5,97 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; $F_r(\tau\alpha)_n = 0,76$) acoplados a um tanque de água. Para o dimensionamento da área de coleta ideal foram realizadas várias simulações de áreas (1 a 10 m²) em função do sistema proposto, determinando-se assim a fração solar e a energia total necessária para atender ao processo. O volume do tanque varia de acordo com a área de coleta, de modo que 1 m² corresponde a 75 L, assim como a vazão mássica do fluido que circula no banco de coletores, de modo que 1 m² corresponde a 0,015 L/s (KALOGIROU, 2016).

A fração solar (F_s) é definida como a relação entre a quantidade de energia útil fornecida pelo sistema solar e a energia total necessária para realizar todo o processo, conforme a Equação 36 (DUFFIE; BECKMAN, 2013):

$$F_s = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_{aux}} \quad (36)$$

na qual: $\dot{Q}_s$ é a quantidade de energia térmica útil produzida pelo sistema solar térmico (kW) e $\dot{Q}_{aux}$ é o calor gerado pelo aquecedor auxiliar (kW).

Já para o dimensionamento do sistema solar fotovoltaico foi necessário determinar a potência do gerador fotovoltaico de acordo com o valor de energia necessário para realizar o acionamento do compressor da BC de único estágio. Sendo definida matematicamente pela Equação 37:

$$P_{FV} = \frac{(E/TD)}{HSP_{MA}} \quad (37)$$

na qual: P_{FV} é a potência do gerador fotovoltaico (kW), E é a energia necessária para realizar o acionamento dos compressores (kJ), TD é a taxa de desempenho ($TD=0,75$) (ANEEL, 2023) e HSP_{MA} é o número de horas de sol pleno médio para a cidade de Garanhuns (Latitude: -8,89074; Longitude: -36,4966), estimado em 5,3 h (GUIMARÃES; GALDINO, Marco A, 2014).

O número de painéis é dado por meio da divisão entre a potência do sistema gerador e a potência fornecida por um módulo comercial ($P_{módulo}$) em Watts. Da mesma forma, a área total de coleta é obtida por meio da multiplicação entre a quantidade de módulos utilizados e a área ocupada por cada módulo individualmente. A seleção do inversor é realizada por meio do seu valor de potência, sendo determinado a partir do Fator de Dimensionamento do Inversor (FDI), definido pela Equação 38:

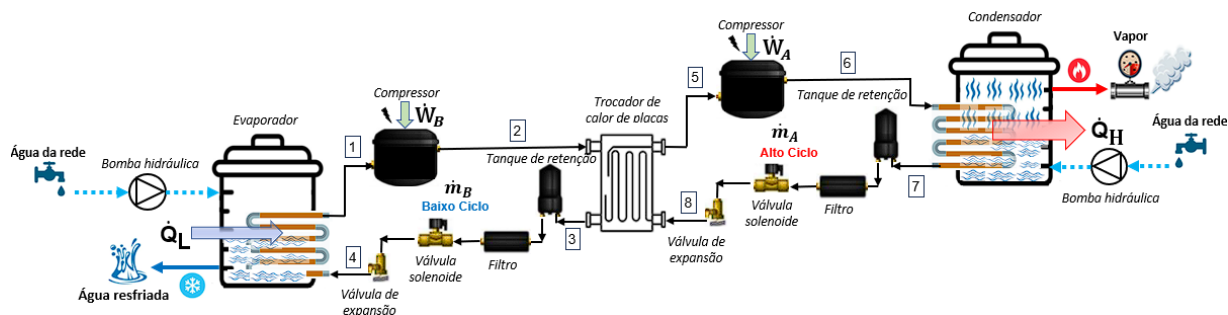
$$FDI = \frac{P_{NCA}}{P_{FV}} \quad (38)$$

na qual: P_{NCA} é a potência nominal CA do inversor (W). Os valores de FDI reportados na literatura estão na faixa inferior de 0,75 a 0,85, enquanto que o limite superior é de 1,05 (PINHO; GALDINO, Marco Antonio, 2014).

4.2.2. Configuração 2

Essa proposta de configuração é composta por BCDC, para atender, simultaneamente, às mesmas demandas de aquecimento e resfriamento do sistema convencional, conforme ilustrado na Figura 31. Para tal, o sistema é composto por dois ciclos de compressão mecânica de vapor, que operam separadamente em baixa e alta temperatura (CUI *et al.*, 2023).

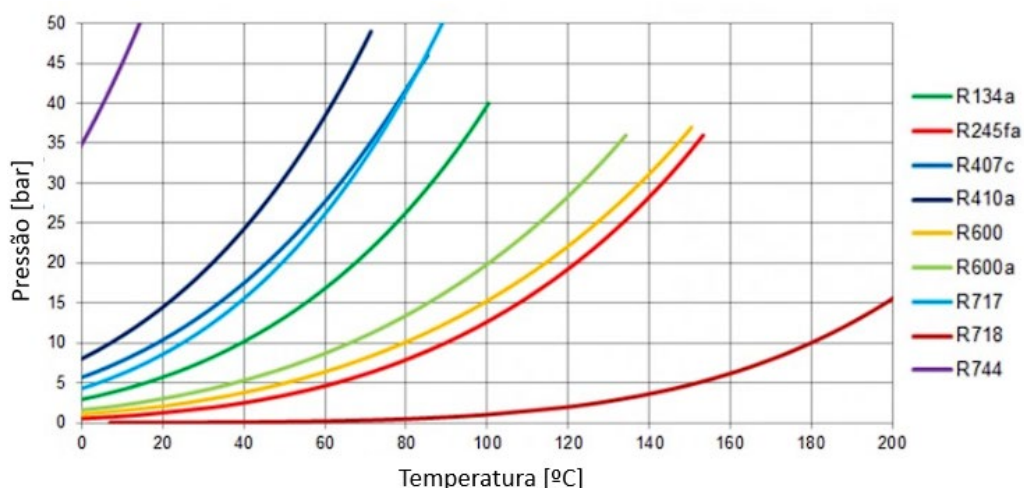
Figura 31 - Diagrama da configuração 2



Fonte: Adaptado de GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022).

O dimensionamento do sistema proposto foi realizado a partir do balanço energético de cada componente da BCDC, utilizando uma abordagem quase-estática, empregando as leis da termodinâmica. A seleção dos fluidos refrigerantes foi realizada considerando as demandas do processo, priorizando aqueles capazes de operar em condições subcríticas, ou seja, abaixo de seus pontos críticos de temperatura e pressão. Como referência, a Figura 32 apresenta um diagrama da relação entre a pressão de condensação e a temperatura de evaporação para diferentes tipos de refrigerantes mais utilizados comercialmente em bombas de calor (DE KLEIJN ENERGY CONSULTANTS AND ENGINEERS, 2022).

Figura 32 - Diagrama de Pressão-Temperatura de evaporação



Fonte: Adaptada de DE KLEIJN ENERGY CONSULTANTS AND ENGINEERS (2022)

Para o baixo ciclo considerou-se uma temperatura de evaporação de $T_1 = 0^\circ\text{C}$, haja vista que o fluxo de calor deve ocorrer no sentido do meio para a bomba

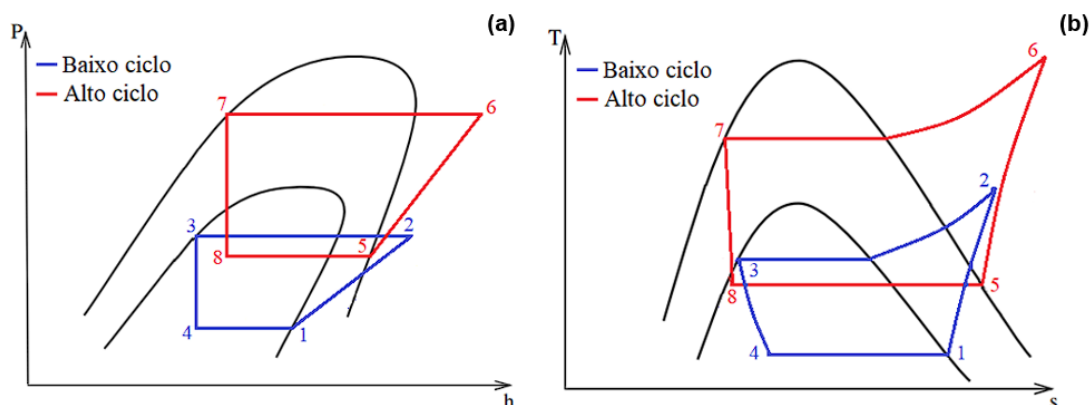
de calor durante todo o processo de resfriamento da água. Já a temperatura de condensação deste ciclo foi definida mediante os valores limites máximos da temperatura e pressão de descarga no compressor de baixo ciclo e dos mesmos valores relativos à sucção do compressor de alto ciclo.

Para o alto ciclo, visando atingir um baixo consumo de potência elétrica pelos compressores, a temperatura de evaporação foi determinada considerando uma diferença de temperatura (ΔT) de 5°C relacionada com a temperatura de condensação do refrigerante do baixo ciclo (ASHRAE, 2005). Essa temperatura foi determinada para evitar o sub-resfriamento e o superaquecimento estático do fluido durante a operação da BC. O sub-resfriamento otimiza o estado líquido do refrigerante antes de entrar na válvula de expansão, enquanto o superaquecimento garante que apenas vapor entre no compressor, aprimorando a eficiência e a confiabilidade do sistema (SKUBIENKO; YANCHENKO; BABUSHKIN, 2019).

O valor da variação de temperatura durante essas condições é cuidadosamente controlado pela BC, podendo variar dependendo de vários fatores, incluindo o projeto específico do sistema, da fração mássica e da composição do refrigerante, das condições ambientais e o modo de operação (SEAI, 2020). Já a temperatura de condensação deste ciclo foi determinada com base na temperatura mínima de $T_7=100^\circ\text{C}$, cujo valor é fundamental para estabelecer o sentido do fluxo de calor da bomba para o tanque armazenador de água durante todo o processo de geração de vapor.

A condição ótima de operação do sistema, determinada pelo valor máximo do COP, foi obtida ajustando as condições de operação do trocador intermediário. Esse processo de otimização considera diversas temperaturas de condensação, respeitando as condições limites de operação, ou seja, acima dos 100°C e abaixo da temperatura crítica do refrigerante do alto ciclo. A Figura 33 ilustra os diagramas representativos dos ciclos termodinâmicos.

Figura 33 - Diagrama de Pressão-Entalpia (a) e Temperatura-Entropia (b) para uma BCDC.



Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022).

De acordo com a Figura 33, o calor retirado pelo evaporador no ciclo de baixa temperatura (4-1) advém da demanda de resfriamento de água gelada. No estágio de baixa temperatura, o refrigerante absorve o calor no evaporador (4-1), que é a região de mais baixa temperatura do sistema, tornando-se vapor saturado (1). É através do evaporador que ocorre a troca térmica necessária para atender a demanda de resfriamento do processo industrial. O vapor de refrigerante que sai do evaporador é então comprimido adiabaticamente no compressor (1-2), tornando-se vapor superaquecido (2). Este vapor de alta pressão e temperatura que advém do compressor entra no trocador de calor intermediário (2-3) e transfere energia para o ciclo de alta potência, transformando seu estado físico em líquido saturado a alta pressão e temperatura (3). Em seguida, o líquido de refrigerante entra na válvula de expansão, que é responsável por diminuir a pressão do fluido refrigerante através de um processo de expansão isoentálpica (3-4). Este processo é responsável por promover o retorno do fluido a mais baixa pressão e temperatura dentro do ciclo, ao evaporador (4). O retorno do fluido ao evaporador (4-1) determina o fim do ciclo do refrigerante no estágio de baixa temperatura.

Já no estágio de alta temperatura, o refrigerante absorve a energia térmica liberada pelo ciclo de baixa potência no trocador de calor intermediário (5-8), tornando-se vapor saturado (5). O vapor de refrigerante é comprimido adiabaticamente no compressor de alta potência (5-6), tornando-se vapor superaquecido (6). Este vapor de alta pressão e temperatura entra no condensador transformando seu estado físico em líquido saturado a alta pressão e temperatura (7), devido à transferência de energia para a água (6-7), a qual é empregada para

gerar vapor. Em seguida, o líquido de refrigerante entra na válvula de expansão (7-8), diminuindo a pressão do fluido refrigerante. Assim, o refrigerante retorna ao trocador de calor intermediário (8) com a mais baixa pressão e temperatura dentro do ciclo. O retorno do fluido ao trocador de calor (8-5) determina o fim do ciclo do refrigerante no estágio de alta temperatura.

Algumas hipóteses foram adotadas para caracterizar o modelo termodinâmico do sistema proposto:

- i. Operação em regime estacionário, assim, as propriedades do fluido refrigerante são invariáveis em cada ponto de análise ao longo do tempo;
- ii. O compressor opera adiabaticamente;
- iii. Os fluidos refrigerantes são saturados na saída do evaporador e do condensador;
- iv. A válvula de expansão realiza um processo de estrangulamento isoentálpico;
- v. Os efeitos da energia cinética e potencial do fluido refrigerante são desprezíveis;
- vi. Não são consideradas perdas de calor e perdas de pressão nas tubulações, no evaporador e no condensador.

De acordo com as hipóteses mencionadas acima, a análise térmica foi realizada utilizando a primeira lei da termodinâmica e o princípio de conservação da massa (SHAPIRO; MORAN, 2009). A equação da conservação de energia para um sistema aberto é dada pela Equação 28. Neste contexto, pode-se inferir que o ciclo de baixa potência vai operar da mesma forma que uma bomba de calor de único estágio apresentada na configuração 1:

- O calor de entrada ocorre no evaporador e é dado pelo fluxo de massa e pela diferença de entalpia entre os pontos 1 e 4, de acordo com a Equação 30;
- O valor de entalpia específica do ponto 1, conforme ilustrado no diagrama da Figura 31, também foi determinado a partir da temperatura do fluido (0°C) na condição de vapor saturado;
- Da mesma forma, o valor da entalpia específica do ponto 4 foi determinado com base no valor da entalpia de entrada do fluido na

válvula de expansão (líquido saturado na temperatura de condensação do trocador intermediário), visto que o processo é isoentálpico ($H_4=H_3$);

- De posse dos valores de entalpia e da quantidade de calor a ser removida no processo de resfriamento é possível, através da Equação 30, determinar a vazão mássica do refrigerante no baixo ciclo.

A determinação da potência teórica do compressor também é determinada de acordo com a temperatura de evaporação e a pressão de condensação do fluido refrigerante (SHAPIRO; MORAN, 2009). Os acionamentos dos compressores nessa configuração também foram realizados por motores elétricos. Desta forma, a potência do compressor no ciclo de baixa segue o apresentado na Equação 39 e o de alta é definido como:

$$\dot{W}_A = \frac{\dot{m}_A \cdot (H_{6s} - H_5)}{\eta_{sA} \cdot \eta_v \cdot \eta_e} \quad (39)$$

na qual: η_{sA} é a eficiência isentrópica do alto ciclo: $(H_{6s} - H_5)/(H_6 - H_5)$, H_{6s} é a entalpia específica no ponto 6 considerando que o compressor opera segundo um processo isentrópico ($s_{6s} = s_5$) (kJ/kg), s_{6s} é a entropia específica no ponto 6 (kJ/kg.K), s_5 é a entropia específica no ponto 5 (kJ/kg.K), H_5 é a entalpia específica no ponto 5 (kJ/kg). Para este estudo também foi considerado que: $\eta_v = 80\%$ (MA, X. *et al.*, 2018) e $\eta_e = 96\%$ (PROCEL, 2017).

O valor de entalpia específica dos pontos 2 e 6 foi determinado seguindo o mesmo procedimento termodinâmico apresentado na configuração 1 para o seu ponto 2. No entanto, para o ponto 6 desta configuração foi considerado o valor da pressão de descarga do compressor do ciclo de alta (P_6) e da temperatura de saída do fluido nesse compressor (T_6).

Para o ciclo de baixa potência, o condensador é o trocador de calor intermediário com fluxo de calor definido de acordo com a Equação 40:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_B \cdot (H_2 - H_3) \quad (40)$$

O valor de entalpia específica do ponto 3 foi determinado com base no valor da pressão de descarga do compressor do baixo ciclo ($P_3 = P_2$) e no estado líquido

saturado. Para o ciclo de alta potência, este trocador intermediário é seu evaporador. A Equação 41 define o balanço de energia no trocador intermediário.

$$\dot{m}_B \cdot (H_2 - H_3) = \dot{m}_A \cdot (H_5 - H_8) \quad (41)$$

na qual: $\dot{m}_A$ é o fluxo mássico do fluido refrigerante no ciclo de alta potência (kg/s) e H_8 é a entalpia específica no ponto 8 (kJ/kg).

O valor de entalpia específica do ponto 5 (vapor saturado) foi determinado a partir do valor da temperatura de condensação do baixo ciclo acrescentado de $\Delta T = 5^\circ\text{C}$, de modo a evitar as condições de sub-resfriamento e superaquecimento. Neste ponto é conhecida a pressão P_5 , em vista que $P_5 = P_8$, e que valor da entalpia específica neste ponto é o valor da entalpia de entrada do fluido na válvula de expansão (líquido saturado na temperatura do condensador do ciclo de alta), já que o processo é isoentálpico ($H_7 = H_8$).

Assim, conhecendo os valores das entalpias dos fluidos refrigerantes, bem como o valor da vazão mássica do refrigerante de baixo ciclo, pode-se determinar a vazão mássica do refrigerante no ciclo de alta de acordo com a Equação 42:

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_B \cdot (H_2 - H_3)}{(H_5 - H_8)} \quad (42)$$

Na válvula de expansão, os estados físicos dos refrigerantes nos pontos 4 e 8 representam uma mistura bifásica (líquido + vapor), conforme explicado na configuração 1 sobre o processo de estrangulamento de fluidos refrigerantes nesses dispositivos (Moran et al., 2013). A Equação 43 define a transferência da BCDC que ocorre do condensador para o tanque armazenador de água:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_A \cdot (H_6 - H_7) \quad (43)$$

na qual o valor de entalpia específica do ponto 7 foi determinado com base no valor da pressão de descarga do compressor do ciclo ($P_7 = P_6$) e no estado de líquido saturado.

A quantidade de calor recebida pela água, deve ser suficiente para mudar seu estado físico de líquido saturado à temperatura ambiente para vapor saturado. Essa energia pode ser determinada a partir de uma composição do calor sensível e do calor latente de vaporização da água, conforme definido pela Equação 44:

$$\dot{Q}_H = \frac{\dot{V}_{\text{água}} \cdot \rho_{\text{água}}}{3600} \cdot (c_{p_{\text{água}}} \cdot \Delta T + L_v) \quad (44)$$

na qual: $\dot{Q}_H$ é a quantidade de calor total transferido para a água (kW), $\dot{V}_{\text{água}}$ é o fluxo volumétrico de vapor saturado de água (m³/h), $\rho_{\text{água}}$ é a densidade da água (kg/m³), $c_{p_{\text{água}}}$ é o calor específico da água a pressão constante (kJ/kg.K), T é a diferença de temperatura da água entre a temperatura ambiente e a de vapor saturado a pressão atmosférica (100 °C) e L_v é o calor latente de vaporização da água (kJ/kg).

O COP de refrigeração do sistema da BCDC (COP_C) é definido como a relação entre o calor absorvido pelo evaporador e o trabalho total realizado pelos compressores. A Equação 45 apresenta essa relação.

$$\text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_B + \dot{W}_A} \quad (45)$$

Já o COP de aquecimento do sistema da BCDC (COP_H) é definido como a relação entre o calor liberado pelo condensador e o trabalho total realizado pelos compressores, conforme definido pela Equação 46:

$$\text{COP}_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_B + \dot{W}_A} \quad (46)$$

Diante do exposto, para essa configuração foi escolhido o refrigerante R600a (isobutano) para compor o ciclo de alta, já que apresenta uma temperatura crítica acima de 100°C e pertence à família dos fluidos refrigerantes orgânicos (composto constituído por hidrocarbonetos). Estes fluidos possuem baixos ODP e GWP, conforme apresentado na Tabela 7, não contribuindo com o efeito estufa.

Tabela 7 - Propriedades termofísicas do R600a

Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Pressão crítica (bar)	ODP (100 anos)	GWP (100 anos)
R600a	134,6	36,4	0	4

*ODP: Mede o potencial de desgaste do ozônio, variando de 0 a 1, portanto, se o ODP estiver perto de zero, o impacto na camada de ozônio é pequeno.

*GWP: Mede o efeito do aquecimento produzido pelos gases na atmosfera ao longo do tempo em relação às quantidades de CO₂ (em peso).

Fonte: EMBRACO (2020)

A seleção deste fluido buscou atender a Emenda de Kigali do Protocolo de Montreal, cujo principal objetivo é estabelecer a substituição gradativa dos fluidos refrigerantes artificiais (hidrofluorcarbonetos - HFCs) nos sistemas térmicos (IDEC, 2022). Para o baixo ciclo, assim como na configuração 1, foi escolhido o R134a, cujas propriedades termofísicas se encontram na Tabela 5.

Assim, pode-se avaliar o desempenho do sistema da BCDC usando os fluidos refrigerantes R134a e R600a para os ciclos de baixa e alta temperatura, respectivamente. Essa análise permitiu determinar a condição ótima do COP sob diferentes temperaturas no condensador (105°C a 115°C), principalmente no que condiz a geração de vapor de processo.

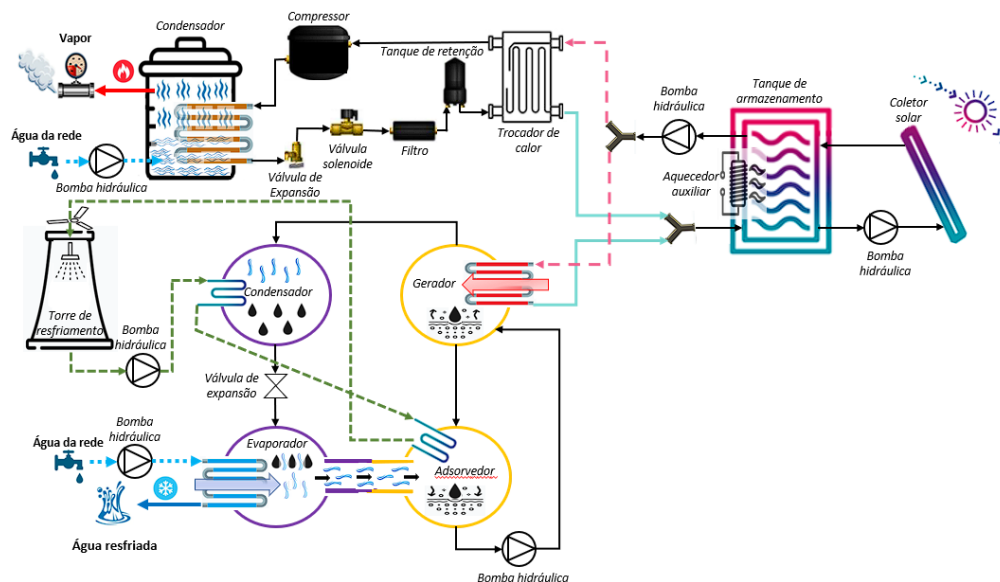
4.2.3. Configuração 3

Essa proposta de configuração é composta por uma bomba de calor híbrida, sendo composta por uma BCAS e um sistema de resfriamento por adsorção assistido por energia solar (*Solar Assisted Adsorption Cooling System - SAACS*), para atender, de forma não simultânea, as mesmas demandas de aquecimento e resfriamento estabelecidas na configuração 1. Isto implica em dizer que inicialmente é necessária a geração de vapor, seguida do processo de resfriamento. Assim, é necessário vapor por 1h, seguido do processo de resfriamento por 40 min. Um intervalo de 30 min entre os processos de aquecimento e resfriamento corresponde a pasteurização. Então, para otimizar o uso da radiação solar, considera-se que o processo funcione entre 11h e 13h10 durante todo o ano.

Para tal, essa proposta será composta por um sistema solar térmico utilizando coletores de placa plana acoplados ao tanque de armazenamento de água quente, que fornece energia para o evaporador de uma BC de compressão mecânica de

vapor e, também, para o gerador do chiller de adsorção. O diagrama esquemático do sistema proposto é mostrado na Figura 34.

Figura 34 - Diagrama da configuração 3



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

Na refrigeração por adsorção, um material adsorvente, como sílica gel, é usado para adsorver um refrigerante gasoso. Em seguida, o refrigerante é liberado quando o adsorvente é aquecido (DINÇER; KANOĞLU, 2010).

Para a BC, o fluido refrigerante R600a foi empregado devido à sua capacidade de atingir altas temperaturas em um ciclo de alta pressão (GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN, 2022). Para o sistema de resfriamento por adsorção, um par de sílica-gel/água foi escolhido porque a temperatura de regeneração é baixa ($55^{\circ}\text{C} - 100^{\circ}\text{C}$) e pode atingir baixas temperaturas de saída da água (ALAHMER *et al.*, 2016). Além disso, a R600a e a sílica-gel têm baixo impacto ambiental quando lançadas ao meio ambiente (DENZINGER *et al.*, 2021; EMBRACO, 2020; LU, Z. S. *et al.*, 2011).

O sistema foi novamente modelado usando o software TRNSYS®. O desempenho do sistema foi avaliado por indicadores de desempenho, tais como o COP da BC de compressão (COP_{BC}) e o COP do chiller de adsorção (COP_c), que foram determinados durante o período dos processos de aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Em particular, o COP_c é definido como a relação entre a carga de resfriamento e a soma do calor absorvido pelo gerador e o trabalho total realizado

pela bomba hidráulica. No entanto, geralmente, o consumo de eletricidade da bomba no chiller é extremamente baixo, podendo ser negligenciado. Portanto, o COP_c é dado pela Equação 47 (BELLOS; TZIVANIDIS; ANTONOPOULOS, 2016; CABRERA *et al.*, 2013):

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_g + \dot{W}_c} \cong \frac{\dot{Q}_{ref}}{\dot{Q}_g} \quad (47)$$

na qual: $\dot{Q}_{ref}$ é a carga térmica de resfriamento (kW), $\dot{Q}_g$ é a quantidade de calor absorvida pelo gerador do chiller (kW) e $\dot{W}_c$ é o trabalho total realizado pela bomba hidráulica (kW).

O COP_{BC} é definido como a relação entre o calor liberado pelo condensador e o trabalho total realizado pelo compressor de acordo com a Equação 48:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{BC}} \quad (48)$$

na qual: $\dot{Q}_{cond}$ é a quantidade de calor liberado pelo condensador da BC (kW) e $\dot{W}_{BC}$ é o trabalho total realizado pelo compressor da BC (kW).

A fração solar do sistema proposto foi determinada de acordo com a Equação 36. A geração de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar é adicionada à energia fornecida pelo tanque de armazenamento de água quente para atingir a demanda de calor do processo. A quantidade de energia fornecida pelo aquecedor auxiliar aumenta no início do dia porque a temperatura da água fornecida pelo tanque de armazenamento é muito menor do que a temperatura necessária (85°C) para o chiller. À tarde, a temperatura fornecida pelo tanque de armazenamento de água quente é quase constante.

Devido à intermitência da geração de energia solar térmica e à necessidade de descrever o desempenho do componente ao longo do ano, foi estabelecido um fator de utilização solar (*Solar Utilization Factor* - SUF). Este fator envolve a eficiência de conversão de energia solar em sua capacidade de resfriamento e aquecimento para geração de vapor, sendo definida como a relação entre a quantidade de energia térmica útil fornecida pelos sistemas de aquecimento ou

resfriamento e a energia útil fornecida pelo sistema solar térmico ao longo do ano de acordo com a Equação 49:

$$SUF = \frac{\int_0^{8760} \dot{Q}_{ref} \cdot dt + \int_0^{8760} \dot{Q}_{cond} \cdot dt}{A_c \cdot \int_0^{8760} H_t \cdot dt} \quad (49)$$

na qual: H_t é a irradiação total no plano de superfície do coletor (kWh/m²). Representa a energia total de energia acumulada da radiação solar ao longo de um período de tempo, considerando a variação da mesma ao longo do dia e das estações do ano (DUFFIE; BECKMAN, 2013).

4.3. ANÁLISE AMBIENTAL

Nesta seção, foi descrito o método de análise ambiental utilizados para avaliar os impactos das diferentes configurações propostas de BCAT em termos do ganho proporcionado pela redução do GWP. Essa avaliação foi realizada por meio de uma abordagem comparativa utilizando o método de Avaliação do Ciclo de Vida (ACV), haja vista que o mesmo é indicado para avaliar os impactos relacionados a todas as etapas, desde a extração da matéria-prima até o consumo ou reaproveitamento de um recurso vinculado a um processo ou produto (ABNT, 2009).

Neste estudo, utilizou-se a base da *Ecoinvent*[®], pois a mesma é reconhecida por sua alta qualidade e rigor científico na coleta e atualização dos dados, garantindo que as informações utilizadas sejam precisas e confiáveis, de modo que sua utilização permite uma comparação consistente entre diferentes estudos de ACV e uma melhor compreensão das conclusões obtidas (SAADE *et al.*, 2019; WERNET *et al.*, 2016). O modelo escolhido foi o "Alocação no ponto de substituição (APOS)", já que permite a análise de cenários dinâmicos nos quais a substituição de produtos ocorre ao longo do seu ciclo de vida, o que é comum em muitas cadeias de suprimentos e sistemas de produção, haja vista a ocorrência de mudanças relacionadas a demanda e a produção (STEUBING *et al.*, 2016).

O método de análise selecionado foi o ReCiPe 2016 Hierarchist, pois abrange uma ampla gama de categorias de impactos (ambientais, saúde humana e ecotoxicidade), organizados de forma hierárquica. Isso permite uma análise mais

detalhada e abrangente dos mesmos em diferentes níveis, desde as categorias de impacto mais amplas dos efeitos adversos associados aos produtos, processos e sistemas analisados, até as mais específicas (HUIJBREGTS *et al.*, 2017).

A integração entre a base de dados, o modelo e o método, oferecem uma estrutura consistente e padronizada para a avaliação de impacto ambiental, facilitando a comparação entre diferentes estudos de ACV e a interpretação dos resultados, corroborando para elaboração de conclusões robustas e confiáveis. O GWP para cada processo foi obtido pelo produto entre o consumo de energia térmica ou elétrica (em kWh) e o fator de impacto obtido do banco de dados, sendo dado em kg de CO_{2(eq)}/kWh. Em relação aos refrigerantes utilizados em BCAS, BCDC e o sistemas convencionais de refrigeração, o valor da quantidade de CO_{2(eq)} foi obtido multiplicando-se a massa e o GWP específico do fluido.

4.4. ANÁLISE ECONÔMICA

Nesta seção, foi descrito o método de análise econômica utilizado para avaliar os impactos das diferentes configurações propostas de BCAT em termos da redução dos custos de operação diante da inserção das propostas no APL lácteo pernambucano. O levantamento do investimento para iniciar as atividades operacionais é relacionado com as despesas atreladas a aquisição de máquinas, equipamentos e outros recursos produtivos. Assim, a análise econômica determinou os custos de implementação para cada configuração proposta.

Em termos da análise da viabilidade econômica dos sistemas assistidos por energia solar foi realizada por meio da aplicação de técnicas de análise do ciclo de vida econômico utilizando o critério da economia do ciclo de vida (*Life Cycle Savings* – LCS). Esse critério é definido como a diferença entre os custos do sistema convencional e o custo do sistema auxiliado pela energia solar, em função da área dos coletores, considerando a vida útil do sistema, trazendo os valores ao presente (Valor Presente Líquido - VPL), definido de acordo com a Equação 50 (KALOGIROU, 2016).

$$LCS = \sum_{j=0}^n \frac{E_{solar}}{(1+i_{dm})^j} \quad (50)$$

na qual: E_{solar} é a economia resultante do sistema solar auxiliar proposto (R\$/ano), i_{dm} é a taxa relativa ao desconto de mercado (%a.a.) (Selic: 11,75%a.a.) (BRASIL, 2023), n é o prazo total para análise do investimento (anos) e j é o período de tempo decorrido para análise (anos).

Os custos operacionais fixos têm valor constante e são independentes da quantidade de itens produzidos. Para fins de cálculo foram considerados apenas a mão-de-obra envolvida no processo produtivo (salário mínimo vigente no ano de 2023: R\$ 1.320,00) (AGÊNCIA CÂMARA DE NOTÍCIAS, 2023) e o aluguel do terreno na região (R\$ 28/m²) (CBIC, 2021). O reajuste anual da projeção desse custo foi realizado com base no Índice Geral de Preço de Mercado (IGPM) acumulado nos últimos 12 meses (novembro/2022 até novembro/2023), em cerca de -3,46%a.a. (ANDAR, 2023; FGV, 2024). Os custos operacionais variáveis estão relacionados diretamente com o volume de produção por conta da utilização de insumos: matéria-prima, consumo de água, consumo de energia elétrica e consumo de combustível.

O reajuste anual da projeção do custo relativo aos insumos foi realizado com base no Índice de Preço ao Consumidor Amplo (IPCA) dos últimos 12 meses (novembro/2022 até novembro/2023), cerca de 4,68% a.a. (IBGE, 2023c). O valor de reajuste anual referente ao custo da energia elétrica, foi estabelecido mediante os critérios tarifários da concessionária de energia do Estado de Pernambuco (NEOENERGIA, 2023) (ANEEL, 2023). Já os custos de operação de aquecimento do sistema convencional foram determinados a partir do valor do combustível GLP no município de Garanhuns (ANP, 2023) (EPE, 2023).

Os custos de depreciação estão associados à vida útil dos ativos imobilizados adquiridos. Para fins de cálculo, os custos de depreciação foram estimados de maneira linear com base na taxa de depreciação das máquinas e equipamentos em razão da vida útil de operação estimada em 10 anos.

Esse período de tempo foi baseado no tempo de vida do aço inoxidável constituinte no tanque de processamento para fabricação de queijos relatado pelos pequenos produtores da região. A Agência Nacional de Vigilância Sanitária (Anvisa) não especifica um tempo exato para a substituição dessas superfícies na indústria de alimentos, no entanto, suas diretrizes e as boas práticas de fabricação por parte

dos produtores, promovem a realização de inspeções regulares para evitar a contaminação cruzada e manter a integridade sanitária dos alimentos.

A receita bruta foi obtida mediante o produto entre a precificação do queijo fabricado e da quantidade produzida a cada ano. A receita líquida foi determinada mediante a subtração dos impostos tarifários vigentes no Estado de Pernambuco no ano de 2023: Imposto sob Circulação de Mercadorias e Prestação de Serviços (ICMS: 18%) (ALEPE, 2023b), do Programa de Integração Social (PIS: 0,33%) e da Contribuição para o Financiamento da Seguridade Social (COFINS: 2%) (STF, 2023).

Desta forma, após 10 anos de receita líquida foram calculados o VPL e a TIR. A TIR é a taxa de desconto de mercado aplicada a um fluxo de caixa de tal forma que o seu VPL seja zero, definida de acordo com a Equação 51.

$$\sum_{j=1}^n \frac{FC_j}{(1+TIR)^j} - V_{\text{inicial}} = 0 \quad (51)$$

na qual: FC_j é o fluxo de caixa para cada período de tempo da análise (R\$/ano) e V_{inicial} é o valor correspondente ao valor pago como investimento inicial (R\$).

Adicionalmente, foi calculado o *Payback*, o qual é menor que o tempo de vida útil dos equipamentos (10 anos). Para fins de comparação foi calculado o VPL considerando o capital aplicado em outras modalidades de investimento, tais como: Poupança (70% da *Selic*), Certificado de Depósito Bancário (CDB) (100% CDI) e Tesouro Direto (100% da *Selic*). De modo que os valores das suas taxas de atratividade indiquem qual o melhor tipo de investimento.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O levantamento da demanda energética de aquecimento do sistema convencional foi determinado de acordo com o dimensionamento da potência dos queimadores de GLP e do tempo necessário para a operação. Para tal, os valores dos fluxos de calor máximos transferido para o tanque de processamento durante essa etapa foram determinados de acordo com a Equação 6. A Tabela 8 apresenta os valores dos parâmetros empregados para o cálculo desses fluxos envolvidos no volume de controle da Figura 25(a).

É válido ressaltar que as trocas térmicas ocorrem em duas superfícies, sendo uma externa e a outra interna, ambos referentes a camisa mais externa do tanque de processamento. A superfície interna está em contato direto com o leite, cujas seções de contato são compostas pela base e laterais da camisa interna. Já a superfície externa está em contato direto com meio do local de instalação, cujas seções de contato são compostas pelas laterais da camisa mais externa e o topo da superfície do leite.

Tabela 8 - Fluxos de calor no processo de aquecimento

Superfície	Seção analisada	Área (m ²)	h (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)	Q máximo (kW)
Interna	Base + Lateral	1,72	$h_{\text{vapor, B}}=8.742,8$	460,62	$\dot{Q}_{\text{leite, in}}=43,65$
			$h_{\text{vapor, L}}=8.215,7$ $h_{\text{leite, B}}=142,7$ $h_{\text{leite, L}}=824,2$		
Externa	Topo	0,72	$h_{\text{ar, T}}=2,06$	2,06	$\dot{Q}_{\text{ar, T}}=0,08$
	Lateral	1,39	$h_{\text{ar, L}}=3,93$	3,93	$\dot{Q}_{\text{ar, L}}=0,44$

Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

A Equação 23 foi utilizada para determinar as quantidades de energia transferidas da água para o tanque e do tanque para o leite. Assim, considerando que serão evaporados 19 litros de água durante o processo (aproximadamente 25% do volume total da camisa do tanque), foi calculada a demanda energética total no valor de 41,26 MJ ($Q_{s, \text{água}}=6.38$ MJ; $Q_{s, \text{leite}}=34.88$ MJ).

Com o fluxo de calor obtido na Tabela 8, considerando uma taxa de transferência máxima do sistema, ou seja, um sistema isolado, em que toda a água

inserida na camisa (19 L) se torna vapor, e tendo em vista o valor da demanda energética total, pode-se estimar que a etapa de aquecimento teria duração de 16 min (41,26 MJ / 43,13 kW / 60 s). Entretanto, visando manter a integridade estrutural do tanque a longo prazo e garantir uma transferência de calor uniforme, nem toda água que é inserida dentro da camisa deve virar vapor, pois um tanque de camisa dupla tem o comportamento de um vaso de pressão, de modo que o controle do estado da água deve ser cuidadoso o suficiente para evitar sobrepressão.

Assim, como essa energia pode ser entregue em até 1 h, haja vista que nem toda a água inserida na camisa é convertida em calor, segundo dados de processo informados pelos produtores locais, usando a Equação 24, foi ajustado o valor de $\dot{Q}_{\text{leite, in}}$ para o fluxo de 11,58 kW (41,26 MJ / 3600 s). A quantidade de calor proveniente dos queimadores, de acordo com a Equação 25, foi determinada no valor de $Q_{\text{queimador}}=138,91$ MJ. Dessa forma a potência dos queimadores instalados deve ser de 38,59 kW.

Considerando que a potência de um único queimador é 7,6 kW (ROA, 2019), o número mínimo de queimadores pode ser determinado através da razão entre a potência de instalação e a potência de um queimador (38,59 kW/7,6 kW = 5,08 queimadores). Dessa forma, do ponto de vista construtivo e operacional, o mais indicado é fazer a instalação usando 6 queimadores. Com esta configuração, o tempo do processo de aquecimento diminui para 51 min.

O levantamento da demanda energética de resfriamento do sistema convencional foi determinado de acordo com o volume de água fria que circula na camisa do tanque para resfriar o leite. Para tal, os valores dos fluxos de calor máximos transferido para o tanque de processamento durante essa etapa também foram determinados de acordo com a Equação 6. A Tabela 9 apresenta os valores dos parâmetros empregados para o cálculo desses fluxos envolvidos no volume de controle da Figura 25b.

Tabela 9 - Fluxo de calor no processo de resfriamento

Superfície	Seção analisada	Área (m ²)	h (W/m ² .K)	U (W/m ² .K)	Q máximo (kW)
Interna	Topo	0,72	$h_T=255$	255	$\dot{Q}_T=5,01$
Externa	Base	0,91	$h_{ar, B}=4,85$ $h_{\text{água}, B}=7,24$	2,99	$\dot{Q}_B=0,09$

	Lateral	1,39	$h_{ar, L}=5,51$ $h_{\text{água}, L}=5,14$	2,65	$\dot{Q}_L=0,12$
--	---------	------	---	------	------------------

Fonte: GIORDANI DA SILVA GUERRA *et al.* (2023)

Tendo em vista que a agitação mecânica é um parâmetro importante durante o processo de resfriamento, foram considerados valores entre 0,1 m/s e 0,2 m/s para velocidade de agitação manual do leite. Tais valores impactam diretamente o tipo de escoamento do fluido dentro do tanque em relação a sua superfície, conforme discutido no Tópico 2.3.2, sendo responsáveis por variar os coeficientes de transferência de calor no topo do leite entre 255 W/m².K e 167 W/m².K. Essa variação resulta em eficiências de troca ($\dot{Q}_{\text{água}}/\dot{Q}_{\text{leite}}$) entre 50% e 70%, gerando fluxos de calor para água entre 4,8 kW e 6,5 kW, empregando fluxos volumétricos entre 0,3 m³/h e 0,4 m³/h, respectivamente.

Para o sistema de troca de calor entre a água da camisa e o reservatório frio, a vazão típica de uma bomba centrífuga de recirculação está entre 0,12 m³/h e 1,8 m³/h (FRANKLIN ELECTRIC, 2022), a qual poderá circular entre 80 L e 1200 L de água durante o processo. Considerando uma bomba de 0,4 m³/h operando durante 40 min, o volume de água de 267 L foi resfriado.

Assim, de posse dos valores de vazão e das características geométricas para o TCDB, a eficiência térmica do mesmo foi calculada e tem valor de 74,7% (KREITH; BOHN, 2003; PATIL; SHENDE; GHOSH, 1986). Dessa forma, de posse do valor do volume de água resfriada, do fluxo mássico da água fria e da eficiência de troca térmica do TCDB, a quantidade de calor no evaporador pode ser determinada através da Equação 29, apresentando o valor de 4,8 kW (6,5 kW x 0,747). Esse valor equivale a 4.127,2 kCal/h, que corresponde a capacidade de refrigeração da BC de único estágio.

De posse do valor da capacidade de refrigeração e do fluido refrigerante selecionado (R134a), foram analisados modelos de unidades comerciais. As condições operacionais de trabalho consideradas para seleção desta unidade foram: pressão de admissão, temperatura de evaporação e pressão de descarga. Tais parâmetros são essenciais para determinação do modelo de compressor a ser empregado e do levantamento do COP. Assim, considerando a temperatura de evaporação do fluido de 0°C, a unidade escolhida foi da fabricante Danfoss, modelo

Optyma HJZ022D20Q Trifásico 220v 2 HP, cuja potência de acionamento do compressor estimada foi de 1,5 kW (INTARCON, 2021).

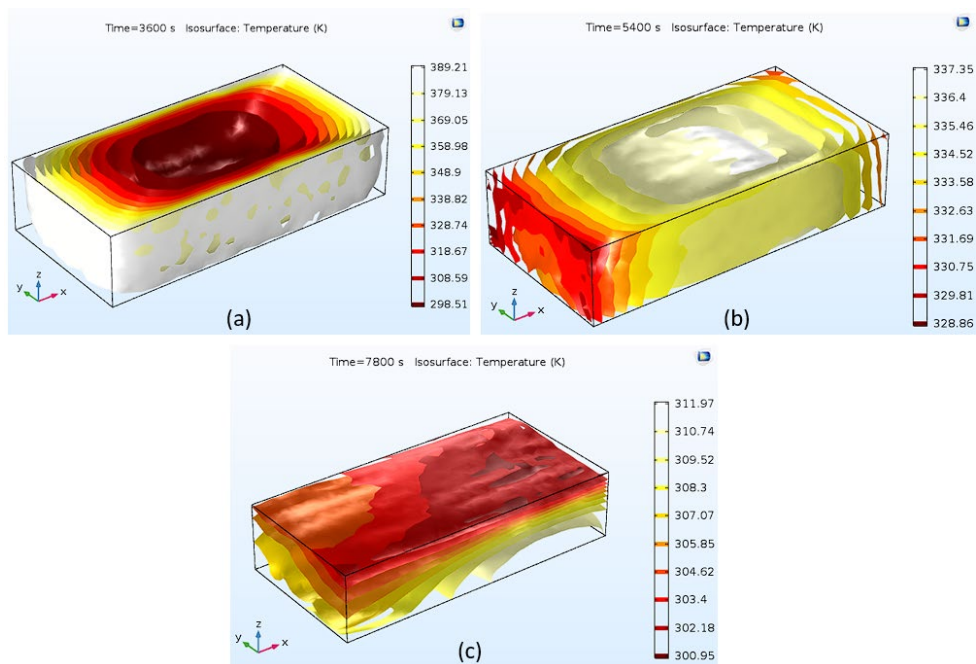
Dessa forma, pode-se determinar o modelo de compressor empregado na unidade (MTZ022-9VI) e, assim, identificar os valores de pressão máxima de admissão (25 bar), de pressão máxima de descarga (30 bar) e fluxo de ar do ventilador (2400 m³/h) (INTARCON, 2021). Assim, considerando uma pressão de admissão de 2,98 bar em relação a temperatura de evaporação, uma pressão de descarga de 8,88 bar em relação a temperatura de condensação de 35°C (GAS-SERVEI, 2022), e calculando o valor do fluxo volumétrico para o refrigerante, de acordo com a Equação (30), de 44,28 m³/h, foi possível determinar um COP de 3,2 para a BC (4,8 kW/1,5 kW).

Em termos do calor residual proveniente do condensador, tendo em vista o fluxo volumétrico do refrigerante, a pressão de descarga e dos respectivos valores de entalpia específica nos pontos de descarga (2) e condensado (3) da Figura 19, foi possível determinar o valor do calor removido pelo R134a, usando a Equação (33), de 6,27 kW. Assim, considerando um valor de eficiência 70% para os TC de serpentina tubular (70% a 80%) (MOTA-BABILONI, Adrián *et al.*, 2019), e de posse da Equação (34), foi determinado o valor da quantidade de calor transferido para o ar de 9 kW. De modo que diante do valor do fluxo de ar do ventilador, foi determinado o valor da variação de temperatura do ar ambiente em 11,25°C, conforme Equação (35).

Por fim, foi realizada a avaliação do comportamento do leite de acordo com a modelagem térmica do sistema de processamento no COMSOL®. Assim, foram inseridos os tempos de processamento em cada etapa do processo de fabricação, os coeficientes convectivos obtidos de forma analítica e a velocidade de agitação intermitente durante o aquecimento e contínuo durante o resfriamento.

O volume de controle considerado nessa simulação para o leite foi de 173 L, para fim de comparar a quantidade de calor trocada pelo leite e o tempo necessário para que o mesmo atinja os patamares de temperatura para cada etapa de acordo com comportamento térmico real do sistema caracterizado na Figura 2. As isotermas correspondentes a cada etapa do processo de fabricação de queijos, derivadas da modelagem térmica do sistema, são apresentadas na Figura 35.

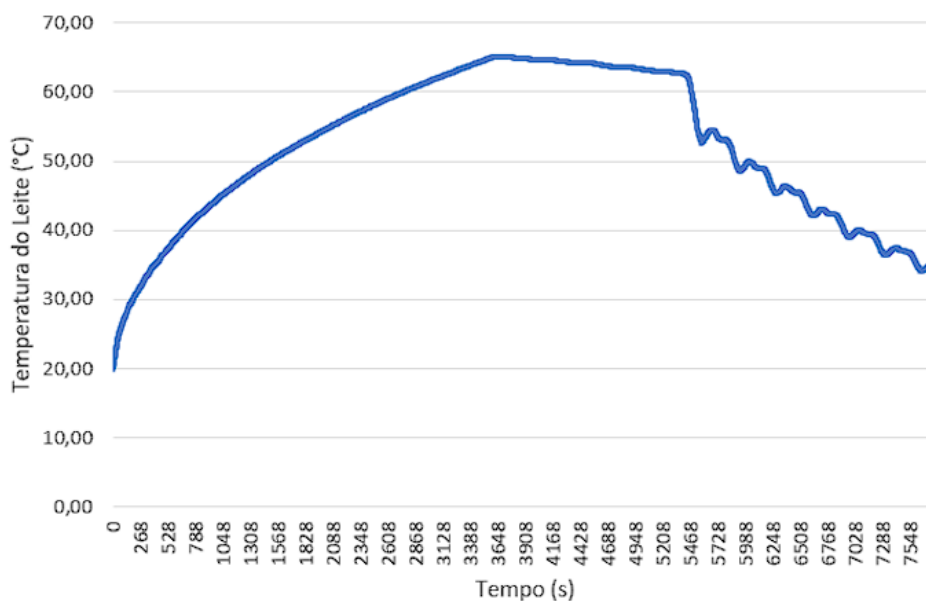
Figura 35 - Isotermas obtidas com o COMSOL para as etapas de aquecimento (a) pasteurização (b) e resfriamento (c)



Fonte: A Autora (2023)

O comportamento térmico é observado em razão da variação da temperatura do leite (volume de controle) em função do tempo. Em cada etapa, no modelo, as propriedades termofísicas do leite sofrem alteração em função da temperatura e da sua composição bioquímica conforme descrita pela ASHRAE (2005). O gráfico representativo do regime térmico do processo simulado para um volume de 173 L de leite no tanque T-200 é ilustrado na Figura 36.

Figura 36 - Simulação computacional: Temperatura do leite em função do tempo



Fonte: A Autora (2023)

De acordo com a Figura 36, pode-se observar que na etapa de aquecimento (0s a 3600s) o comportamento teve uma tendência quadrática de crescimento, na qual o leite sai da temperatura ambiente (20°C) e atinge 65°C. Na etapa de pasteurização (3600s a 5400s), observa-se que o sistema de aquecimento é desligado e durante o período de retenção (30min) a temperatura do leite se manteve na faixa entre 65°C a 62°C. Já na etapa de resfriamento (5400s a 7800s), o leite atingiu o patamar de aproximadamente 35°C.

Para a simulação computacional, pertinente à análise do sistema de aquecimento, usando a Equação 23, verifica-se que foram transferidas ao leite uma quantidade de calor de 9,69 kW. Na etapa de pasteurização foram removidas uma quantidade de calor de 1,29 kW. Já para análise do sistema de resfriamento, uma quantidade de 6,42 kW foram removidas do leite.

De acordo com a Figura 2, pode-se observar que na etapa de aquecimento do processo convencional durou aproximadamente 2h para que o leite saísse da temperatura de aproximadamente 20°C e atingisse o patamar de 62°C (limite inferior da faixa de temperatura esperada para que ocorra a pasteurização). A longa duração do processo de aquecimento se deu em razão da ausência do controle, por parte do produtor, em relação ao volume de água a ser adicionado na camisa do tanque para fim de ser aquecido e, assim, ser gerado vapor para o processo. Assim,

em razão de não conseguir identificar o volume de água inserido na camisa, a caracterização experimental dessa etapa tornou-se inviável, haja vista que no modelo foi considerado um volume de 19 L para determinação dos coeficientes de troca térmica.

Na etapa de pasteurização, o aquecimento é desligado, e durante o período de retenção (30min), a temperatura do leite se manteve na faixa entre 62°C a 58°C. Ao fim desta etapa, foram removidos do leite uma quantidade de calor de 1,72 kW.

Já a etapa final (resfriamento + fermentação + coagulação), empregando água da rede de abastecimento local, durou cerca de 1h 40min, no qual foi observado que ao final de todos os processos, o leite atingiu o patamar de aproximadamente 30°C. Para a análise experimental, pertinente apenas a etapa de resfriamento, verifica-se que o leite atinge o patamar de 35°C em 48 min, de forma que foram removidos do leite uma quantidade de calor de 6,18 kW.

Comparando o modelo simulado (Figura 36) com o experimental (Figura 2), pode-se observar que há uma semelhança entre a tendência das curvas, o que sugere que o modelo matemático está capturando adequadamente os principais aspectos do fenômeno estudado dentro do intervalo de condições testadas. No entanto, tendo em vista que a etapa de aquecimento não pode ser caracterizada e que há desvios entre os resultados da simulação e do experimento, verifica-se que o modelo apresenta limitações, indicando que há áreas onde o mesmo precisa ser refinado.

Essa comparação serve para validar a precisão e a validade do modelo matemático em representar o fenômeno físico em questão. A Tabela 10 apresenta uma descrição dos parâmetros estatísticos mais frequentemente utilizados para fornecer diferentes perspectivas sobre a qualidade do ajuste do modelo em relação aos dados experimentais

Tabela 10 - Parâmetros estatísticos da análise de validação do modelo

Parâmetro	Descrição	Equação	Resultado
Erro Médio Absoluto (<i>Mean Absolute Error – MAE</i>)	Representa a média das diferenças absolutas entre os valores reais (y_i) e os valores previstos pelo modelo ($\hat{y}_i$), para cada observação (i) em um conjunto de dados. Ele fornece uma	$MAE = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m y_i - \hat{y}_i $	0,33 kW

	medida da magnitude média dos erros.		
Erro Quadrático Médio (<i>Mean-Square Error – MSE</i>)	Representa a média dos quadrados das diferenças entre os valores reais (y_i) e os valores previstos pelo modelo ($\hat{y}_i$), para cada observação (i) em um conjunto de dados. Ele dá mais peso aos erros maiores e é útil para penalizar grandes discrepâncias.	$MSE = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m (y_i - \hat{y}_i)^2$	0,12 kW ²
Raiz do Erro Quadrático Médio (<i>Root Mean-Square Error - RMSE</i>)	É a raiz quadrada do MSE. Ele fornece uma medida do erro médio em unidades de medida originais.	$RMSE = \sqrt{MSE}$	0,34 kW
Erro Percentual Absoluto Médio (<i>Mean Absolute Percentual Error - MAPE</i>)	Representa a média das diferenças percentuais absolutas entre os valores reais (y_i) e os valores previstos pelo modelo ($\hat{y}_i$), para cada observação (i) em um conjunto de dados. Ele avalia a precisão relativa do modelo.	$MAPE = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m \left \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right \cdot 100\%$	14,35%
Coefficiente de Determinação (R^2)	Indica a proporção da variabilidade nos dados que é explicada pelo modelo. Um valor de R^2 próximo de 1 indica um bom ajuste do modelo aos dados, enquanto um valor próximo de 0 indica que o modelo não explica bem a variabilidade dos dados.	$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^m (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^m (y_i - \bar{y})^2}$ Na qual: $\bar{y}$ é a média dos valores.	0,97

*m: É o número de observações do conjunto de dados.

Fonte: A Autora (2023)

Com base nos parâmetros estatísticos calculados, pode-se inferir que o modelo apresentou um bom desempenho geral em prever os valores reais, com um pequeno MAE, um baixo MSE e um alto R^2 . No entanto, o MAPE indica que, em média, as previsões do modelo têm um desvio percentual significativo em relação aos valores reais, o que pode indicar a necessidade de considerar ajustes ou melhorias no modelo. De modo que tal análise serviu para determinar a validade

pertinente aos coeficientes convectivos encontrados para o processo de fabricação. Diante disso, os valores relativos à capacidade de aquecimento do processo convencional de 11,58 kW (51 min) e a de resfriamento de 6,5 kW (40 min) foram consideradas como base para as análises de todas as configurações propostas.

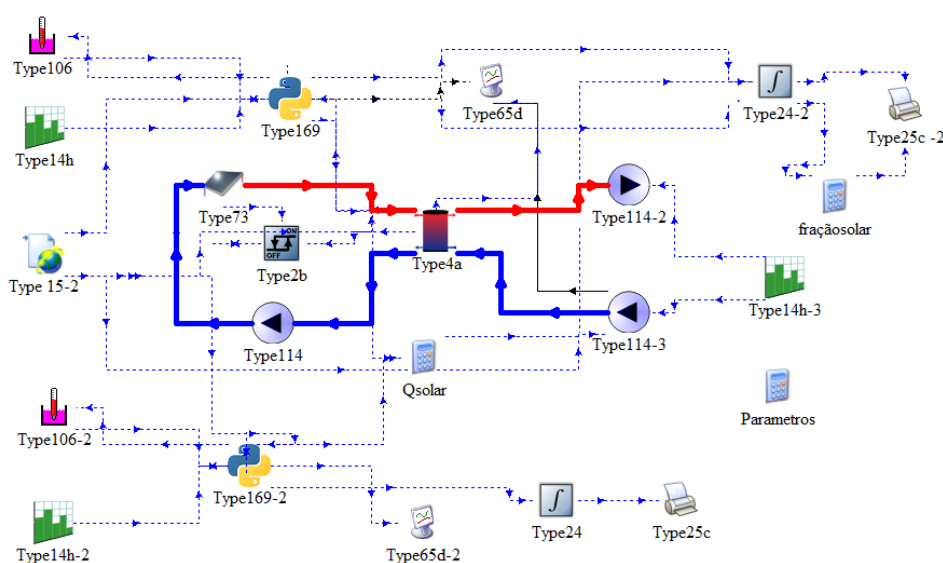
5.1. ANÁLISE TÉCNICA

Todas as configurações propostas foram dimensionadas para atender as condições dos processos de aquecimento e resfriamento empregados no processo convencional de uma queijaria típica de pequeno porte do APL lácteo pernambucano, se diferenciando, apenas, por suas eficiências operacionais, cujo valor é refletido nos tempos de execução dos processos.

5.1.1. Configuração 1

O fluxograma do sistema de aquecimento proposto nesta análise, modelado no TRNSYS®, é apresentado na Figura 37. A descrição dos seus blocos se encontra no Apêndice A. Nesta simulação, o tanque de processamento foi modelado em Python de acordo com os processos de transferência de calor durante a etapa de aquecimento e pasteurização.

Figura 37 - Layout do sistema proposto para aquecimento termossolar na configuração 1 no TRNSYS

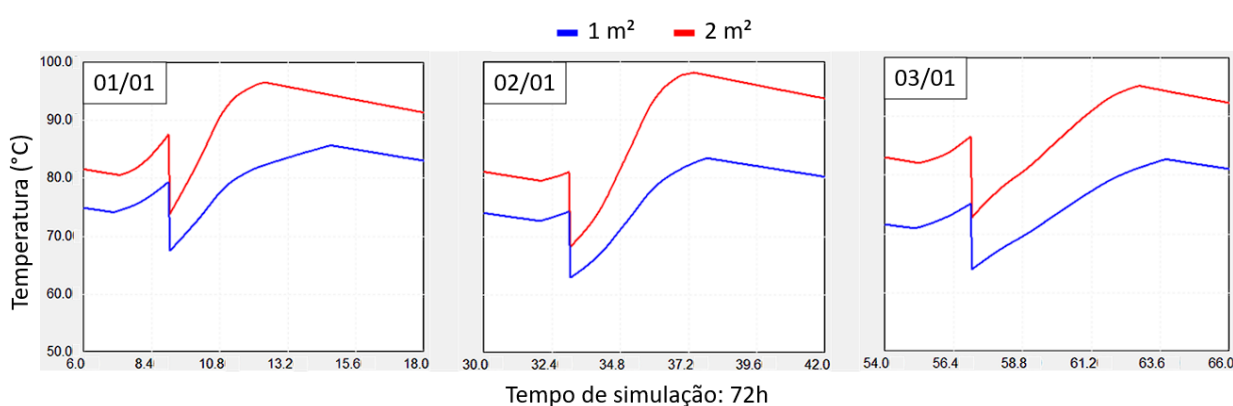


Fonte: A Autora (2023)

As simulações realizadas permitiram a investigação do perfil temporal da temperatura da água no tanque de armazenamento durante a transferência de água para o tanque de processo e o período de retenção. Sendo assim, dentre as simulações, as configurações do sistema de aquecimento de água auxiliar proposto que apresentaram ganhos de desempenho operacional relevantes, ou seja, que atingiram temperaturas de entrega próximas de 80°C em até 45-50 min, foram as com áreas de coleta de 1 m² e 2 m² em conjunto com um tanque de armazenamento de 100 L. Esse valor foi selecionado, pois considerou o volume de água necessário para abastecer o tanque de processo em termos de valores comerciais.

A análise desse sistema proposto baseia-se em uma estratégia de simulação quase-estática, que consiste na utilização de dados médios horários de 3 dias consecutivos capazes de representar as características significativas de cada mês e ilustrar uma previsão de seu desempenho operacional. Os dias representativos selecionados para compor esta análise são 01, 02 e 03 de janeiro (das 0 h às 72 h). Na Figura 38 são mostradas as principais temperaturas do tanque de armazenamento durante o processo de remoção da água para o tanque de processo para os dias selecionados, nos quais seu funcionamento é descrito.

Figura 38 - Perfil da temperatura para o tanque de armazenamento no tempo durante três dias consecutivos



Fonte: A Autora (2023)

As simulações realizadas usando o TRNSYS indicaram que, em um dia com céu claro, a temperatura da água aumenta a partir das 8:00 da manhã, atinge um pico por volta das 15:00 e diminui abruptamente quando a água é transferida para o

tanque de processo. Além disso, a temperatura aumenta novamente até atingir os valores máximos ao longo do dia. A Figura 38 também evidencia que a variação de temperatura entre os sistemas estudados é de aproximadamente 10°C.

Também foi observado que a fração solar (F_s) foi praticamente constante para as configurações estudadas sendo 8,95% para 1m² e 9,23% para 2 m². Desta forma, foi escolhido o sistema com maior área de coleta para realizar a análise econômica. Para esta configuração o tempo de processo foi diminuído em aproximadamente 10 min, em relação ao tempo empregado para o aquecimento da água a partir da temperatura ambiente até 80°C usando o sistema convencional. Adicionalmente, simulações considerando que o início da pasteurização é realizado em horários onde a temperatura do tanque é máxima, mostraram que a fração solar máxima média anual é de aproximadamente 11%, indicando que a contribuição do sistema termossolar é praticamente constante durante o período de incidência da radiação solar.

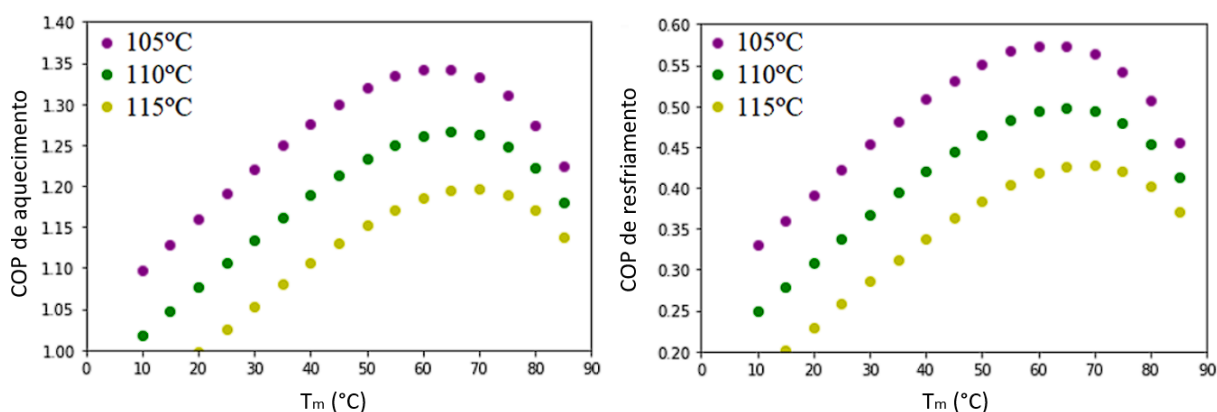
Para o sistema de resfriamento, foi considerado que o consumo anual do compressor do sistema de refrigeração do tanque de leite é de 252 kWh. Calculando a potência do sistema fotovoltaico pela Equação 37, seu valor é de 173,7 W. Apesar do valor de potência encontrada ser abaixo do valor de potência de um módulo comercial, recomenda-se no mínimo a utilização de 2 módulos. Assim, o módulo selecionado foi o de 330 W modelo CS6U-330P MaxPower (NEOSOLAR, 2016), os quais representam uma área total aproximada de 3,8 m².

A escolha do inversor é determinada utilizando a Equação 38 com um FDI de 0,8. Nesse cenário, optou-se por um microinversor modelo WVC de 700 W da fabricante DEYE (ALIEXPRESS, 2021). Esse dispositivo opera de maneira independente para cada módulo conectado a ele, sendo que cada entrada se comporta como um Ponto de Máximo de Potência (MPPT) separado. Isso resulta em uma eficiência aprimorada dos módulos, uma vez que o desempenho de um módulo não interfere no desempenho do outro. Cada módulo gera energia de maneira autônoma.

5.1.2. Configuração 2

A fase inicial da análise técnica envolveu a determinação das condições de operação da BCDC por meio de uma análise termodinâmica de seus ciclos, visando alcançar a melhor combinação de desempenho. Nesse sentido, foram conduzidas simulações computacionais em Python, variando a temperatura média do trocador de calor intermediário (T_m) para identificar a temperatura de condensação do ciclo de baixa e a temperatura de evaporação do ciclo de alta que resultasse no valor máximo de COP. O intervalo de variação da temperatura do trocador intermediário foi de 10°C a 90°C, a fim de atender às condições subcríticas dos fluidos durante todas as simulações. Os resultados dessas análises são apresentados na Figura 39.

Figura 39 - Diagrama COP em função da temperatura do trocador de calor intermediário considerando uma variação de temperatura na saída do condensador na faixa de 105°C a 115°C.



Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022)

Por exemplo, considerando a temperatura de condensação (T_{cond}) no ciclo alto (ponto 7) de 105°C ($P_{\text{sat}} = 21,78$ bar), observou-se que o maior valor de aquecimento COP, aproximadamente 1,34, é obtido para uma temperatura média do trocador de calor de 61°C. Assim, a temperatura de condensação do ciclo baixo (T_3) foi de 63°C ($P_3 = 18,25$ bar) e a temperatura de evaporação do ciclo alto (T_5) obtida foi de 58°C ($P_5 = 8,39$ bar). As propriedades termodinâmicas dos fluidos considerados nesta análise são apresentadas na Tabela 11, e os diagramas T-s (temperatura-entropia) e P-H (pressão-entalpia) são mostrados na Figura 40.

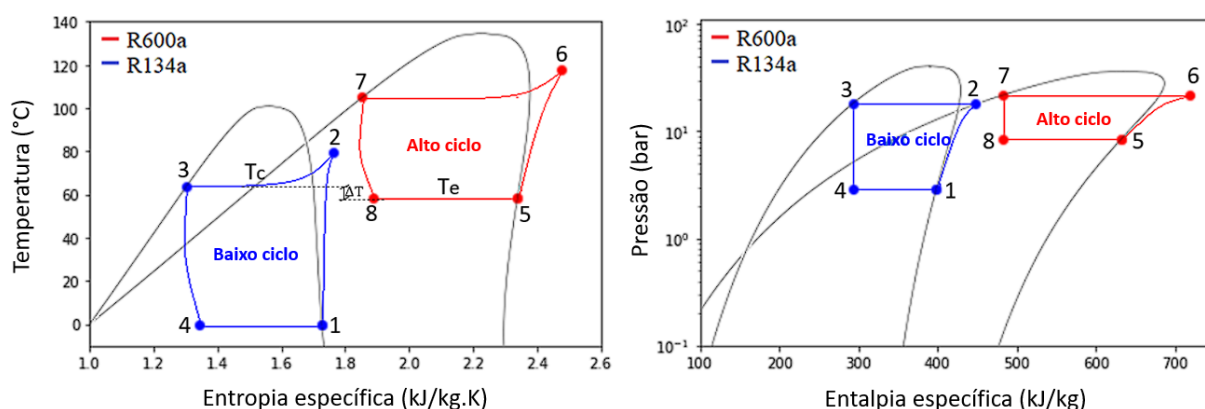
Tabela 11 - Descrição das propriedades termodinâmicas para $T_m = 61^\circ\text{C}$

Pontos	Pressão [bar]	Temperatura [$^\circ\text{C}$]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/kg.K]
1	2,9	0	398,6	1,72
2	18,2	79,3	448,4	1,76

3	18,2	63,4	293,2	1,30
4	2,9	0	293,2	1,34
5	8,4	58,4	631,6	2,33
6	21,7	118,1	719,1	2,47
7	21,7	105	482,3	1,85
8	8,4	58,4	482,3	1,88

Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022)

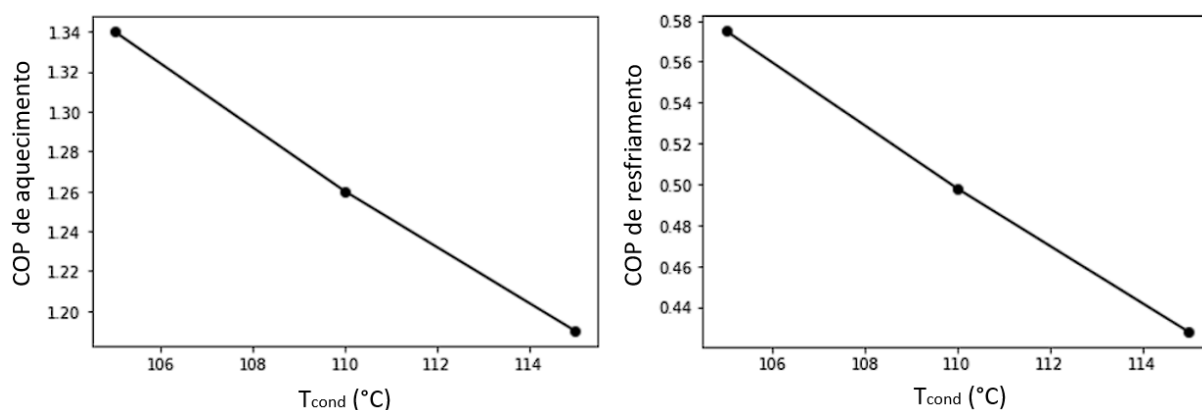
Figura 40 - Diagrama COP em função da temperatura do trocador de calor intermediário considerando uma variação de temperatura na saída do condensador na faixa de 105°C a 115°C



Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022)

A dependência do COP do alto ciclo e do COP de baixo ciclo, relacionado a temperatura do trocador de calor intermediário de 61°C, em função as temperaturas de condensação (105°C a 115°C) é mostrada na Figura 41.

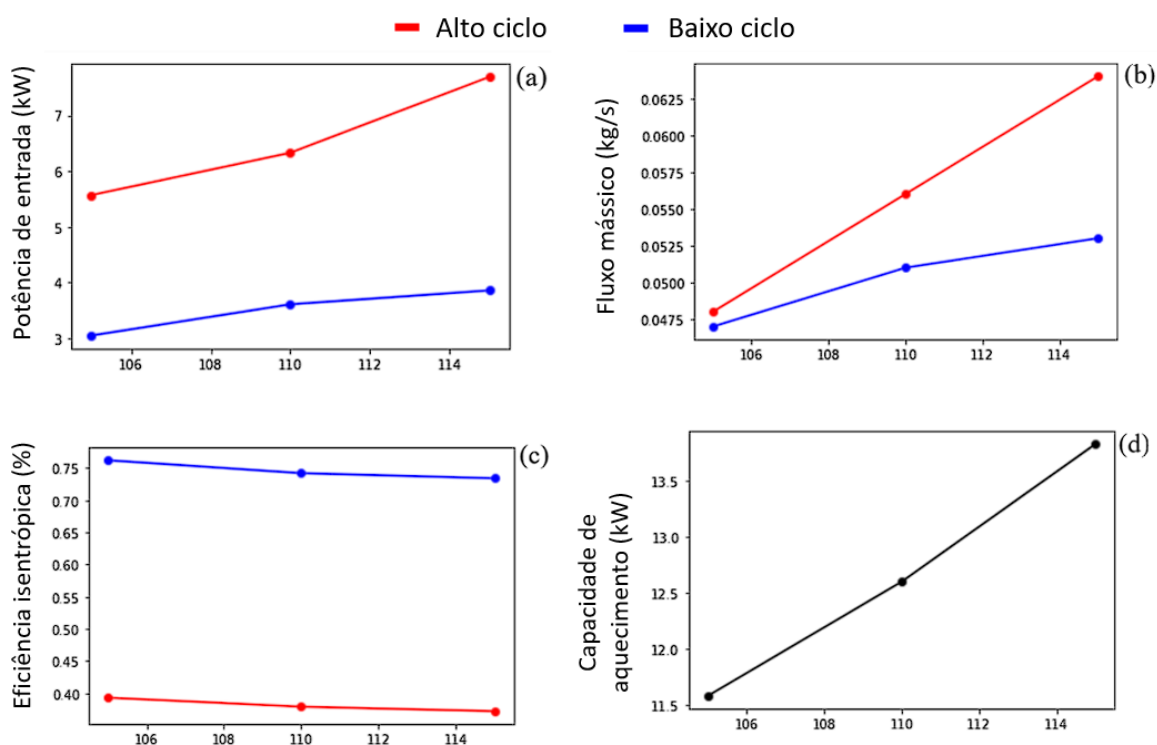
Figura 41 - Dependência dos COPs de aquecimento e resfriamento em função da temperatura na saída do condensador



Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022)

Nas condições onde o COP foi máximo, foram determinadas as potências dos compressores, os fluxos de massa e as eficiências isentrópicas nos ciclos de alta e baixa temperatura, assim como a capacidade de aquecimento da BCDC. Os resultados dessas análises são mostrados na Figura 42.

Figura 42 - Diagramas da potência de entrada (a), dos fluxos mássicos (b), das eficiências isentrópicas (c) e da capacidade de aquecimento (d) em função da temperatura na saída do condensador.



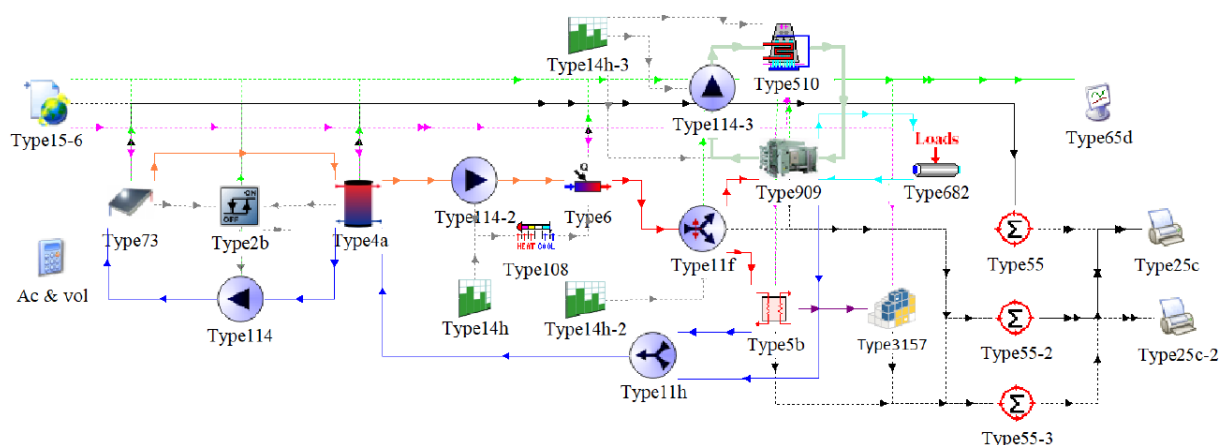
Fonte: GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN (2022)

Desta forma, observou-se que o COP diminui à medida que a temperatura de condensação do alto ciclo aumenta. Este fato é decorrente da variação de potência de entrada dos compressores em cada ciclo, consequência da variação dos fluxos mássicos dos fluidos refrigerantes, e da capacidade de aquecimento. Assim, para $T_{\text{cond}} = 105^{\circ}\text{C}$, as potências de entrada dos compressores para o COP máximo foram de 3,04 kW ($\eta_s = 76,2\%$) e de 5,57 kW ($\eta_s = 39,3\%$) para os ciclos de baixa e de alta temperaturas, respectivamente. Os fluxos mássicos necessários para atender as demandas de processo foram de 0,047 kg/s e de 0,049 kg/s para os ciclos de baixa e altas temperaturas, gerando uma capacidade de aquecimento ($\dot{Q}_H$) de 11,58 kW, fornecendo vapor a um fluxo volumétrico de 0,015 m³/h.

5.1.3. Configuração 3

O fluxograma do sistema proposto nesta análise, modelado no TRNSYS, é apresentado na Figura 43. A descrição dos seus blocos se encontra no Apêndice A.

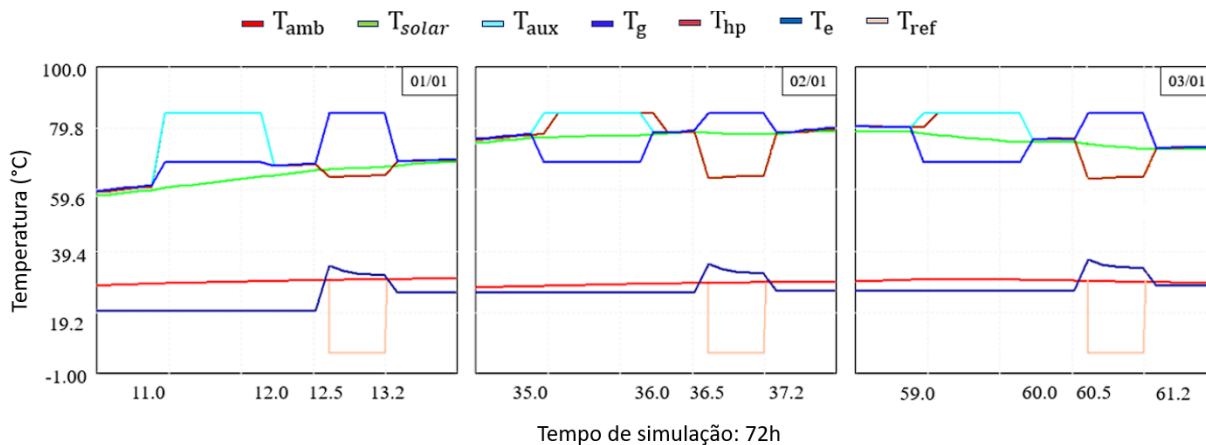
Figura 43 - Layout do sistema proposto na configuração 5 no TRNSYS



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

A análise desse sistema proposto também se baseia em uma estratégia de simulação quase-estática, cujos dias representativos selecionados para compor esta análise também foram 01, 02 e 03 de janeiro (das 0 h às 72 h). Na Figura 44 são mostradas as principais temperaturas do sistema para os dias selecionados, nos quais seu funcionamento é descrito.

Figura 44 - Perfil da temperatura no tempo durante três dias consecutivos



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

As simulações realizadas usando o TRNSYS indicaram que até às 11h00 não há aquecimento nem resfriamento, então, a linha do sistema termossolar atua apenas para a recirculação, a fim de elevar a temperatura da água da temperatura ambiente (T_{amb}) para a temperatura de armazenamento solar (T_{solar}). Para o dia 01/01, por exemplo, podemos observar que a temperatura da água é aumentada da temperatura ambiente para 59,7°C.

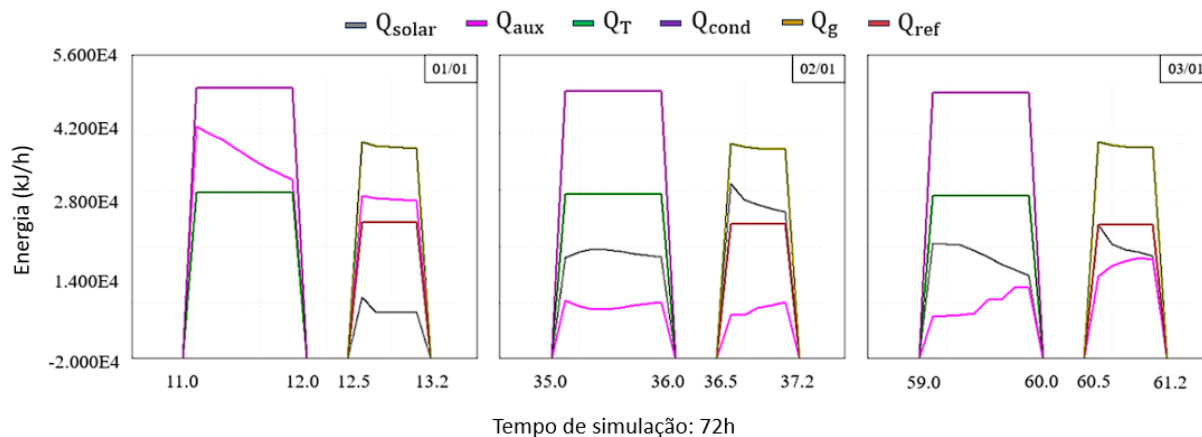
O processo de aquecimento pela BC começa às 11:00 e fornece vapor por 1 hora. Assim, só funcionam os controladores que gerenciam o circuito principal da bomba de alimentação (*Type* 114-2), a válvula desviadora de fluxo (*Type* 11f) e o aquecedor auxiliar (*Type* 6). Nesta etapa, a água tem sua temperatura aumentada pelo aquecedor auxiliar (T_{aux}), partindo de T_{solar} até atingir o patamar de 85°C, que é a temperatura de entrada desejada tanto para o trocador intermediário (T_{hp}) quanto para o gerador do sistema de adsorção (T_g).

Ao meio-dia o processo é interrompido por aproximadamente 30 min (pasteurização). Observa-se que o T_{hp} diminui, pois os *Types* 114-2, 11f e 6 são desligados. Após 12h30 inicia-se o processo de resfriamento, no qual é evidenciado o acionamento da bomba de alimentação do circuito da torre de resfriamento (*Type* 114-3), do exaustor da torre (*Type* 510) e da bomba de adsorção do chiller (*Type* 909).

A última etapa ocorre por cerca de 40 min e logo após o sistema é desligado. Nesta etapa, os *Types* 114-2, 11f e 6 são acionados novamente para atender ao T_g . No sistema chiller, a torre de resfriamento (T_e) é responsável por baixar a temperatura da água para atender às condições de operação em termos de temperatura do condensador e adsorvente (~20°C).

Assim, a água tem sua variação de temperatura neste circuito em torno de 15°C (35°C - 20°C). Durante os 40 min do processo de resfriamento, a temperatura da água de processo é baixada pelo chiller (T_{ref}), partindo de T_{amb} até atingir o nível de 6°C, que é a temperatura de saída desejada. Os fluxos de energia do sistema também podem ser usados para explicar o comportamento dinâmico do sistema proposto. A Figura 45 mostra as tendências dos fluxos de energia.

Figura 45 - Perfil da energia térmica no tempo durante três dias consecutivos



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

A radiação solar afeta significativamente os perfis de calor produzidos pelo campo solar térmico, uma vez que a produção de energia útil está diretamente relacionada à radiação incidente sob sua superfície. A partir da Figura 45, simulações durante três dias mostraram a complementaridade da energia para sistemas auxiliares e solares térmicos. Durante a primeira parte do dia, a energia térmica produzida pelos coletores é totalmente fornecida à BC.

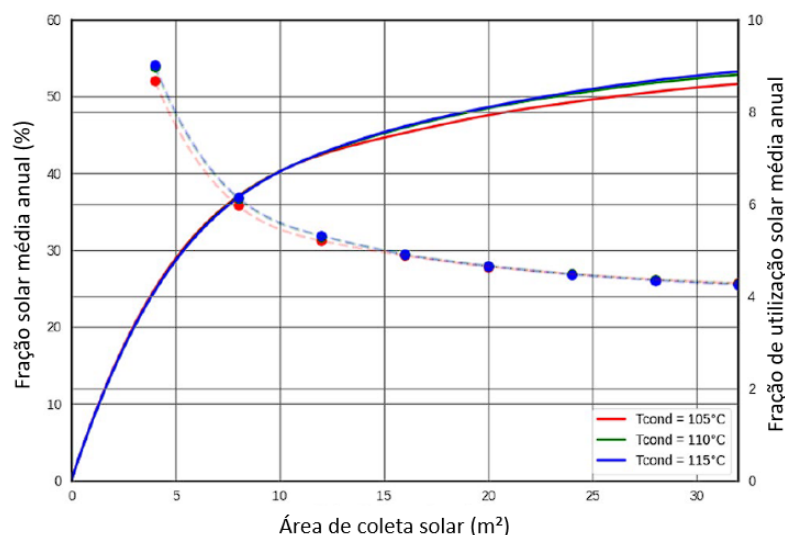
Então, durante as demais horas do dia, a energia solar fornece energia para o chiller de adsorção. No dia 1º de janeiro observou-se que no período das 11:00 ao meio-dia, houve pouca incidência de radiação, portanto a carga térmica de aquecimento foi fortemente assistida pelo aquecedor auxiliar (Q_{aux}).

Essa demanda de energia é necessária para atingir o patamar de 85°C tanto no trocador de calor intermediário ($Q_T=28.548$ kJ/h) quanto no gerador do chiller de adsorção ($Q_g=36.000$ kJ/h). Após o meio-dia, observou-se que houve um aumento na quantidade de energia útil proveniente do sistema solar térmico ($Q_s=8.040$ kJ/h), de modo que contribuiu com 22,3% no cumprimento da carga térmica para o gerador do chiller de adsorção.

Nos dias 2 e 3 de janeiro, o comportamento inverso foi observado devido à alta contribuição da energia armazenada no tanque de água quente. Para o sistema de aquecimento, Q_s contribuiu com 19.042 kJ/h (66,7%) e 18.534 kJ/h (64,9%), respectivamente. Para o sistema de resfriamento, Q_s contribuiu com 26.473 kJ/h (73,5%) e 19.204 kJ/h (53,3%), respectivamente.

Assim, a fim de estabelecer uma condição de desempenho otimizada, ou seja, o melhor COP possível para o sistema proposto, pode-se estabelecer uma relação entre a fração de energia útil disponível fornecida pelo sistema solar térmico na área de coleta para cada temperatura de condensação BC de compressão, como mostra a Figura 46. A partir dela, observa-se que não houve diferença significativa entre as frações solares e os valores de SUF obtidos pela variação de T_{cond} à medida que o tamanho do campo solar aumenta. Assim, verifica-se que aumentando a área do coletor solar, o F_s aumenta e o SUF diminui (CHEN, Hongkai; LI, Zeyu; XU, Yongrui, 2019).

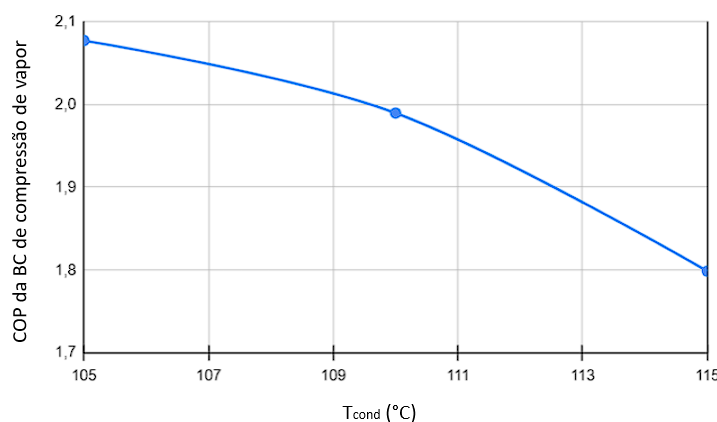
Figura 46 - Fração solar média anual e o fator de utilização médio anual sob a área de coleta para diferentes T_{cond} (105°C, 110°C e 115°C)



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

A Figura 47 mostra o COP_{hp} anual para geração de vapor sob diferentes temperaturas de condensação (T_{cond}). Observou-se que a COP_{hp} diminui à medida que aumenta a temperatura de condensação do ciclo BC. Este fato deve-se à variação na potência de entrada do compressor, como consequência da variação do fluxo mássico do refrigerante e sua capacidade de aquecimento. O valor máximo de COP_{HP} foi a uma temperatura de condensação de 105°C, cuja potência de entrada do compressor obtida foi de 5,57 kW, com eficiência de 39,3%, para o ciclo BC. A vazão mássica de R600a necessária para o processo foi de 0,049 kg/s, gerando uma capacidade de aquecimento de 11,58 kW, e fornecendo vapor para uma vazão volumétrica de 0,015 m³/h.

Figura 47 - Fração solar média anual e o fator de utilização médio anual sob a área de coleta para diferentes T_{cond} (105°C, 110°C e 115°C)



Fonte: GUIMARÃES, L. *et al.* (2024)

Além disso, a COP_c médio anual foi de 0,41. Esse valor foi obtido considerando uma vazão volumétrica de água de 0,4 m³/h, com fluxo térmico de 6,5 kW, cujo consumo da bomba hidráulica é de 0,55 kW. Valores semelhantes para a COP_c são relatados na literatura [0,2 – 0,42] (NAJEH *et al.*, 2016).

5.1.4. Comparando os sistemas estudados

Para fim da avaliação dos ganhos de produtividade das configurações propostas em relação ao processo convencional, os valores do seu consumo anual foram estimados com base no valor típico de eficiência dos aquecedores de GLP (30%) (JUGJAI; RUNGSIMUNTUCHART, 2002), e na quantidade de fluxo de calor necessário para as demandas de aquecimento do setor industrial (11,58 kW). Assim, para atender a um fluxo de calor de 11,58 kW usando GLP, foi necessário que o queimador consuma 38,6 kW (11,58/0,3) em 51 min durante 21 dias por mês em 1 ano.

Já em relação ao consumo do sistema de refrigeração composto pela BC de único estágio de R134a, que integram o sistema convencional e a configuração 1, foi considerada apenas o consumo da potência de 1,5 kW para acionamento do compressor. Neste sentido, os tempos de processo de resfriamento são de 40 min para ambas configurações, com apenas uma operação por dia, durante 21 dias por mês, em um ano. Esse consumo advém da rede elétrica de abastecimento local

para o sistema convencional, enquanto que para configuração 1 advém do sistema fotovoltaico.

Já o atendimento da demanda térmica para a configuração 1, baseia-se no fornecimento de energia calorífica para suprir 11,58 kW, de modo que cerca de 90% vem do aquecedor a gás e 10% do sistema solar térmico. Considerando que o sistema proposto deve operar durante 45 min, com apenas uma operação por dia, durante 21 dias por mês, em um ano.

O valor de consumo da configuração 2 (BCDC) foi definido com base na soma dos valores das potências de entrada do compressor em cada ciclo (R134a: 3,04 kW + R600a: 5,57 kW). Neste caso, foi considerado o tempo de operação de 2 h, com apenas uma operação por dia, durante 21 dias por mês, em um ano, para atender ambos os processos. Esse consumo advém da rede elétrica de abastecimento local.

Para a configuração 3, o valor do consumo elétrico foi definido a partir dos valores da potência do compressor de R600a que compõe a BCAS (5,57 kW), da bomba hidráulica do ACS (0,55 kW) e do aquecedor elétrico do tanque de armazenamento térmico, considerando que os sistemas não operam simultaneamente (aquecimento: 1 h; resfriamento: 40 min), com apenas 1 operação por dia, durante 21 dias por mês, em um ano.

Em relação ao uso de energia solar térmica, a área de coleta calculada foi de 16 m², conforme relatado para outros sistemas similares (MOHANRAJ *et al.*, 2018; MOSTAFA; HASSANAIN; ELGENDY, 2022). Assim, tendo em vista que a quantidade de energia térmica que advém do trocador intermediário é de aproximadamente 6,01 kW (11,58 kW – 5,57 kW) em relação ao refrigerante e que a eficiência típica média dos TC de placa é de 70%, o fornecimento de energia térmica para suprir a demanda de aquecimento em relação ao sistema termossolar é de aproximadamente 8,6 kW.

Desta forma, cerca de 52% dessa energia proveniente do sistema termossolar advém do aquecedor elétrico dentro do tanque de armazenamento (4,27 kW) e 48% advém do banco de coletores (3,93 kW). Considerando que o sistema solar deve operar durante todo o tempo de processo (2 h), por 21 dias por mês, em um ano. Os valores de tempo de processo e de consumo energético de cada configuração é apresentado na Tabela 12.

Tabela 12 - Análise técnica das configurações propostas

Configuração	Tempo de processo			Consumo de energia	
	Aquecimento ($\dot{Q}_H=11,58$ kW)	Resfriamento ($\dot{Q}_L=6,5$ kW)	Total (min)	Descrição	Valor (kWh)
Sistema Convencional	51 min	40 min	91	Aquecedor a GLP	8.268,1
				Rede elétrica (BC: R134a)	252,0
1	45 min	40 min	85	Aquecedor a GLP	6.565,86
				Sistema termossolar	729,54
				Rede elétrica (BC: R134a)	0
				Sistema Fotovoltaico	252,0
2	40 min (simultâneo)		120	Rede elétrica (BCDC: R134a + R600a)	4.339,4
3	60 min	40 min	120	Rede elétrica (BCAS: R600a)	1.403,6
				Sistema termossolar	1.980,7
				Rede elétrica (SAACS: sílica gel/água)	2.429,3

Fonte: A Autora (2023)

Do ponto de vista técnico, a avaliação do ganho de produtividade depende da combinação de fatores associados ao aumento da eficiência e da produção no setor industrial, tais como: tempo de processo, consumo de energia e custos operacionais. Dessa forma, ao considerar esses pontos e analisar os dados de processo fornecidos para cada configuração, é possível comparar qual oferece uma produção de melhor qualidade com a mesma quantidade de recursos.

Em relação aos tempos de processo, a configuração 1 apresenta o menor tempo total de processo (85 min), seguida pela configuração 2 (120 min) e a configuração 3 (120 min com tempo de aquecimento mais longo). Já no que consiste ao tempo de duração de cada etapa de processo, a configuração 2 apresenta o menor tempo de execução, pois ambas etapas de aquecimento e resfriamento ocorrem de forma simultânea (40 min).

Em relação ao consumo de combustível, cada configuração tem diferentes fontes de energia, de modo que seu uso associado a redução do tempo de processo

pode aumentar a eficiência operacional e potencialmente permitir uma maior produção, influenciando na viabilidade econômica e ambiental de cada configuração. Haja vista o consumo total de energia para cada configuração (sistema convencional: 8.520,1 kWh, configuração 1: 6.565,8 kWh, configuração 2: 4.339,4 kWh e configuração 3: 3.832,9 kWh), e que a produção de energia para todos os sistemas é empregada para o mesmo fim, é possível avaliar o ganho de produtividade energética dos sistemas. A Equação 52 representa a expressão matemática referente ao ganho de produtividade energética.

$$GP_e = \left(\frac{CE_{conv} - CE_{conf}}{CE_{conv}} \right) \cdot 100\% \quad (52)$$

na qual: GP_e é o ganho de produtividade energética (%), CE_{conv} é o consumo de energia total do sistema convencional (kWh) e CE_{conf} é o consumo de energia total das configurações propostas (kWh).

Assim, do ponto de vista técnico, a configuração 3 prova ser a mais vantajosa dentre as propostas, pois reduz o consumo de energia em 55,0% em comparação com o sistema convencional. Em relação as demais configurações, a configuração 3 apresentou redução de 41,6% e 18,2% para a configuração 1 e a configuração 2, respectivamente.

5.2. ANÁLISE AMBIENTAL

A análise do impacto ambiental relacionado ao PAG de cada configuração proposta considerou uma massa de 1 kg para todos os fluidos refrigerantes utilizados. O GWP ao longo de 100 anos do R134a e do R600a é dado por 1430 e 4, respectivamente. Ambos os fluidos têm ODP igual a zero. Para o chiller de adsorção, o par água-sílica gel tem PAG e ODP iguais a zero. O impacto ambiental de cada configuração é apresentado na Tabela 13.

Tabela 13 - Avaliação do PAG das configurações propostas

Configuração	Consumo de energia		Pegada de Carbono (kg)	Total kg CO ₂ (eq)
	Descrição	Valor (kWh)		

			CO ₂ (eq)/kWh	
Sistema Convencional	Aquecedor a GLP	8.268,1	0,314	2.596,2
	Rede elétrica (BC: R134a)	252,0	0,230	57,9
	R134a	-	-	1.430,0
1	Aquecedor a GLP	6.565,8	0,314	2.061,6
	Sistema termossolar	729,5	0,0141	10,2
	Rede elétrica (BC: R134a)	0	0,230	0
	R134a	-	-	1.430,0
	Sistema Fotovoltaico	252,0	0,0695	17,5
2	Rede elétrica (BCDC: R134a + R600a)	4.339,4	0,230	998,1
	R134a	-	-	1.430,0
	R600a	-	-	4
3	Rede elétrica (BCAS: R600a)	1.403,6	0,230	322,8
	R600a	-	-	4
	Sistema termossolar	1.980,7	0,0141	27,9
	Rede elétrica (SAACS: sílica gel/água)	2.429,3	0,230	558,7

Fonte: A Autora (2023)

Do ponto de vista ambiental, a configuração 3 prova ser a mais vantajosa dentre as propostas, reduzindo o GWP em 77,6% em comparação com o sistema convencional. Em relação as demais configurações, a configuração 3 apresentou redução de 74,0% e 62,4% para a configuração 1 e a configuração 2, respectivamente.

5.3. ANÁLISE ECONÔMICA

A Tabela 14 apresenta os equipamentos e seus respectivos custos de aquisição. Tais valores representam o custo de investimento para iniciar as atividades operacionais de cada umas das configurações propostas.

Tabela 14 - Investimento inicial para as configurações propostas

Sistema Convencional		
Descrição	Equipamento	Valor (R\$)
Tanque de Processo	Tanque de camisa dupla T-200	5.000,0

Sistema de aquecimento	6 queimadores de GLP com estrutura e suporte	2.333,5
Sistema de resfriamento	Unidade condensadora (R134a) e TCBH	8.438,4
Valor do investimento (R\$)		15.771,93

Configuração 1		
Descrição	Equipamento	Valor (R\$)
Tanque de Processo	Tanque de camisa dupla T-200	5.000,0
Sistema de aquecimento	6 queimadores de GLP com estrutura e suporte	2.333,5
	Sistema termossolar: 1 coletor de placa plana 1m ² , tanque de armazenamento de 100 L e acessórios.	2.600,0
Sistema de resfriamento	Unidade condensadora (R134a) e TCBH	8.438,4
	Sistema fotovoltaico: 2 módulos fotovoltaicos de 330 W, micro-inversor 700 W e acessórios.	3.678,0
Valor do investimento (R\$)		22.049,9

Configuração 2		
Descrição	Equipamento	Valor (R\$)
Tanque de Processo	Tanque de camisa dupla T-200	5.000,0
Sistema de aquecimento + Sistema de resfriamento	Unidade condensadora (R600a) e TCBH	12.295,76
	Unidade condensadora (R134a) e TCBH	9.459,2
	TCP	400,0
Valor do investimento (R\$)		27.154,9

Configuração 3		
Descrição	Equipamento	Valor (R\$)
Tanque de Processo	Tanque de camisa dupla T-200	5.000,0
Sistema de aquecimento + Sistema de resfriamento	Unidade condensadora (R600a) e TCBH	12.295,76
	Chiller	35.599,46
	Sistema termossolar: 16m ² de coletores de placa plana, tanque de armazenamento de 1.200 L e acessórios.	16.679,28
	TCP	400,0
Valor do investimento (R\$)		69.974,5

Fonte: A Autora (2023)

A receita bruta foi obtida mediante o produto entre a precificação do queijo fabricado na região agreste do Estado de Pernambuco, em torno de R\$ 65,00/kg, e da quantidade de queijo produzida a cada ano, cerca de 4.536 kg/ano. Assim, a receita bruta foi estimada para o primeiro ano foi de R\$ 294.840,00/ano.

Os custos de depreciação foram estimados de acordo com a manutenção e substituição dos equipamentos ao longo período de análise (10 anos). Seu valor foi determinado com base no valor do investimento, correspondendo a cerca de 10% para cada configuração proposta no primeiro ano.

Os custos operacionais variáveis relativo aos insumos foram baseados no custo de matéria prima e no custo da energia consumida. Para fins elétricos, o valor da tarifa da concessionária de energia do Estado de Pernambuco é de R\$ 0,89/kWh (NEOENERGIA, 2023). Já os custos de operação para fins térmicos, foram determinados a partir do valor do combustível GLP no município de Garanhuns R\$ 6,60/kg (ANP, 2023) e do valor do Poder Calorífico Inferior (PCI) do GLP de 11.025 kCal/kg (ALFALAVAL, 2018). Assim, o custo da energia térmica é de R\$ 0,52/kWh. A Tabela 15 apresenta os custos operacionais e de depreciação para cada uma das configurações propostas.

Tabela 15 - Custos operacionais e de depreciação

Sistema convencional				
Custos		Descrição		Valor (R\$/mês)
Operacionais	Fixos	Mão-de-obra (2 salários) e aluguel do terreno (100 m²)		5.440,0
	Variáveis	Insumos	Matéria-prima (leite cru, coagulante, transporte: diesel, embalagens, água, etc.)	9.320,0
			Energia térmica: combustível (GLP)	4.233,5
			Energia elétrica	224,3
Depreciação	Manutenção e substituição dos equipamentos			131,4
Custo total de processo (R\$/ano)				232.190,2

Configuração 1				
Custos		Descrição		Valor (R\$/mês)
Operacionais	Fixos	Mão-de-obra (2 salários) e aluguel do terreno (100 m²)		5.440,0
	Variáveis	Insumos	Matéria-prima (leite cru, coagulante,	9.320,0

			transporte: diesel, embalagens, água, etc.)	
			Energia térmica: combustível (GLP)	3.361,8
			Energia elétrica	30,0
Depreciação	Manutenção e substituição dos equipamentos			183,7
Custo total de processo (R\$/ano)				220.027,2

Configuração 2				
Custos		Descrição		Valor (R\$/mês)
Operacionais	Fixos	Mão-de-obra (2 salários) e aluguel do terreno (100 m²)		5.440,0
	Variáveis	Insumos	Matéria-prima (leite cru, coagulante, transporte: diesel, embalagens, água, etc.)	9.320,0
			Energia elétrica	3.862,1
Depreciação	Manutenção e substituição dos equipamentos			226,3
Custo total de processo (R\$/ano)				226.180,3

Configuração 3				
Custos		Descrição		Valor (R\$/mês)
Operacionais	Fixos	Mão-de-obra (2 salários) e aluguel do terreno (100 m²)		5.440,0
	Variáveis	Insumos	Matéria-prima (leite cru, coagulante, transporte: diesel, embalagens, água, etc.)	9.320,0
			Energia elétrica	3.411,3
Depreciação	Manutenção e substituição dos equipamentos			583,1
Custo total de processo (R\$/ano)				225.052,8

Fonte: A Autora (2023)

O empreendimento para fabricação de queijos requer um investimento inicial de ≈R\$15.771,9 para o sistema convencional, com custos operacionais anuais de ≈R\$232.190,2. A inserção das configurações propostas requer investimentos de ≈R\$22.049,9, ≈R\$27.154,9 e ≈R\$69.974,5, para reduzir os custos de operação em ≈5,2%, ≈2,6% e ≈3,1%, respectivamente.

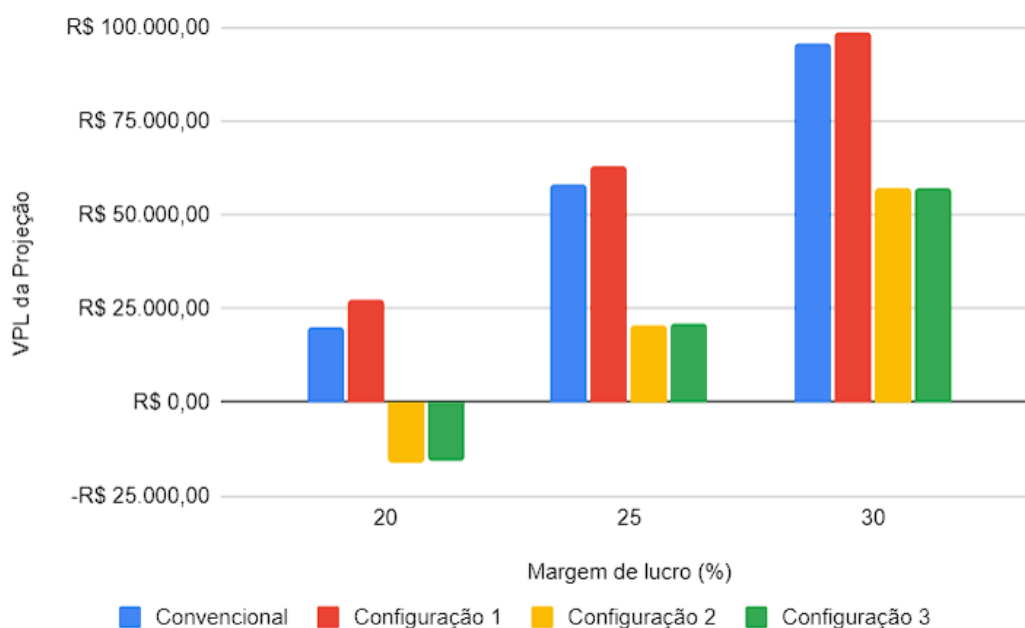
Após 10 anos de receita líquida, foram calculados a projeção do investimento, a TIR e o VPL da projeção do investimento para cada uma das configurações

propostas. Nessas análises foi considerado um fator de ociosidade para o primeiro ano de venda de 70%.

A margem de lucro em um modelo de negócio pode variar dependendo de diversos fatores, tais como: o setor da indústria, a concorrência, o ciclo de vida do produto, a estratégia de precificação e as metas financeiras da empresa. De modo que não existe um valor único ou típico que se aplique a todos os tipos de negócios. Em setores altamente competitivos, em que os preços são sensíveis e há uma concorrência acirrada, as margens de lucro tendem a ser mais baixas (5% a 10%), já em setores, no qual há uma diferenciação do produto ou serviço, as margens de lucro são mais elevadas (20% a 30%).

De modo a determinar o valor mínimo da margem de lucro a ser utilizada neste modelo econômico, foi realizada uma análise de sensibilidade para fim de identificar a influência da margem de lucro em função do VPL da projeção do investimento, conforme ilustrado na Figura 48. Tal técnica vai indicar o quanto que a alteração nesse parâmetro pode influenciar na viabilidade econômica atrelada a cada uma das configurações propostas.

Figura 48 - Análise de sensibilidade econômica: VPL x Margem de lucro



Fonte: A Autora (2023)

De acordo com a Figura 48, pode-se observar que todas as configurações tem um VPL altamente sensível à margem de lucro, de modo que há aumento lineares significativos no VPL à medida que a margem de lucro aumenta. No entanto, a configuração 1 apresenta-se como a opção economicamente mais viável entre as opções apresentadas, pois em todas as margens de lucro analisadas, ela possui o maior VPL. Já as configurações 2 e 3 apresentam VPL negativos a 20% de margem de lucro, mas a 25% tornam-se economicamente viáveis e a 30% apresentam aumentos significativos de VPL.

Dessa forma, verifica-se que margens de lucro mais altas (25% a 30%) são essenciais para a viabilidade econômica das configurações 2 e 3. Assim, a análise sugere que, para garantir a viabilidade econômica, é necessário assegurar uma margem de lucro mínima de 25%.

Para fins desta análise econômica foi considerada uma variação na margem de lucro de 25% (sistema convencional e configuração 1) a 30% (configuração 2 e 3). Adicionalmente, foi calculado o *Payback*. A Tabela 16 apresenta esses indicadores da viabilidade econômica para cada uma das configurações propostas.

Tabela 16 - Indicadores de viabilidade econômica das configurações propostas

Configuração	Projeção do investimento (R\$)	TIR (%a.a.)	VPL da projeção do investimento (R\$)	Payback (anos)
Sistema Convencional	176.230,7	40,5	58.023,8	4
1	191.753,0	31,8	63.134,5	4
2	173.495,8	58,9	57.123,3	3
3	174.529,2	8,4	57.463,6	5

Fonte: A Autora (2023)

A análise financeira demonstrou sua viabilidade econômica, apresentando indicadores com resultados positivos para todas as configurações analisadas. Com destaque para configuração 2 que apresentou um maior valor de TIR e um menor valor de *Payback*. Para fins de comparação foi avaliado o custo de oportunidade para cada uma das configurações analisadas. Para tal, foi considerado o valor do custo de investimento para cada uma das configurações como capital inicial para as outras modalidades de investimento, incluindo Poupança, CDB e Tesouro Direto, os

quais apresentam taxas mínimas de atratividade (TMA) de 8,2%, 13% e 11,8% ao ano, respectivamente.

As diferenças entre o VPL e o valor do capital são dadas pelo pagamento do imposto renda considerando as taxas da tabela regressiva. Em vista que as TIR estão com valores próximos das taxas de atratividade disponíveis no mercado em 2023 e que os VPL são positivos, e considerando que existe o potencial de aumento na produtividade com a capacidade instalada, pode-se afirmar que do ponto de vista econômico, todas as configurações propostas para o setor de laticínios são viáveis economicamente.

6. CONCLUSÕES

A aplicação de energias renováveis para melhorar as operações de manufatura industrial é motivada não apenas pelo potencial descarbonização do setor, mas também pelo desejo de manter um alto grau de qualidade de seus produtos, operando com as maiores taxas de produção possíveis de forma sustentável. Assim, visando atender às demandas de geração de vapor e água resfriada típica de um processo industrial, este trabalho abordou propostas de configurações de sistemas com aplicações de BC, investigando sua viabilidade técnica, econômica e ambiental no APL lácteo de Pernambuco.

As simulações mostraram que tais demandas podem ser atendidas, uma vez que os sistemas são dimensionados para atender as temperaturas de processo. É válido ressaltar que cada configuração apresentou particularidades em termos de desempenho operacional, cujo valores de eficiência são refletidos em função da redução do tempo de execução para atingir o patamar de temperatura de cada etapa e do consumo de energia.

A análise técnica, em relação aos tempos de processo, mostrou que a configuração 1 apresenta o menor tempo total de processo (85 min) e que a configuração 2 apresenta o menor tempo de duração de cada etapa de processo, haja vista que a execução dos processos ocorre de forma simultânea. No entanto, tal proposta necessita de técnicas de controle mais efetivas, em termos de variações climáticas, para manter seu padrão de eficiência no nível ótimo.

Em termos do consumo de energia, a análise técnica mostrou que a configuração 3 é a mais vantajosa dentre as propostas, pois reduz o consumo de energia em 55,0% em comparação com o sistema convencional. Já em relação as demais configurações, a configuração 3 apresentou redução de 41,6% e 18,2% para a configuração 1 e a configuração 2, respectivamente.

A análise ambiental, mostrou que a configuração 3 obteve o menor impacto, uma vez que sua PC foi menor em relação às demais configurações estudadas, reduzindo o GWP em 77,6% em comparação com o sistema convencional. Já em relação as demais configurações, a configuração 3 apresentou redução de 74,0% e 62,4% para a configuração 1 e a configuração 2, respectivamente.

A análise financeira demonstrou sua viabilidade econômica, apresentando indicadores com resultados positivos para todas as configurações analisadas. No entanto, a configuração 2 é provou ser a mais viável dentre as configurações propostas, apresentando uma TIR de 58,9%a.a. e um *Payback* de 3 anos.

A análise econômica, em relação a viabilidade do empreendimento, mostrou que um sistema de fabricação de queijos requer um investimento inicial de ≈R\$15.771,9 para o sistema convencional, com custos operacionais anuais de ≈R\$232.190,2. Em relação a inserção das configurações propostas para fim de otimização do processo produtivo, o sistema requer investimentos de ≈R\$22.049,9, ≈R\$27.154,9 e ≈R\$69.974,5, para reduzir os custos de operação em ≈5,2%, ≈2,6% e ≈3,1%, respectivamente.

Em termos da avaliação do custo de oportunidade para cada uma das configurações analisadas, o estudo mostrou que as TIR estão com valores próximos das TMA das modalidades de investimento mais comuns disponíveis no mercado em 2023 (Poupança, CDB e Tesouro Direto) e que os VPL são positivos. Dessa forma, todas as configurações propostas para o setor de laticínios são viáveis economicamente. Assim, o estudo apresentado aponta alternativas favoráveis quando se deseja conciliar a redução de custos energéticos e ambientais dentro dos processos industriais de geração de vapor e água fria.

REFERÊNCIAS

ABEDINI, H. *et al.* Zeotropic mixtures R1234ze(Z)/acetone and R1234ze(Z)/isohexane as refrigerants in high temperature heat pumps: Influence of the accuracy in thermodynamic properties evaluations. **International Journal of Refrigeration**, ago. 2023. v. 152, p. 93–109. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700723001330>>.

ABNT. **ABNT NBR ISO 14044: Gestão ambiental - avaliação do ciclo de vida - requisitos e orientações**. [S.l.]: [s.n.], 2009.

ADAMSON, K. M. *et al.* High-temperature and transcritical heat pump cycles and advancements: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2022. v. 167.

AGÊNCIA CÂMARA DE NOTÍCIAS. Medida provisória aumenta salário mínimo para R\$ 1.320 a partir de maio. **Câmara do Deputados**, 2023. Disponível em: <<https://www.camara.leg.br/noticias/957339-medida-provisoria-aumenta-salario-minimo-para-r-1-320-a-partir-de-maio/>>. Acesso em: 4 dez. 2023.

AGREBI, S. *et al.* Comparative performance analysis of a solar assisted heat pump for greenhouse heating in Tunisia. **International Journal of Refrigeration**, nov. 2021. v. 131, p. 547–558. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700721002255>>.

AL-HELAL, I. *et al.* Geothermal Energy Potential for Cooling/Heating Greenhouses in Hot Arid Regions. **Atmosphere**, 2022. v. 13, n. 1.

AL-SAYYAB, A. K. S.; MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín. Renewable and waste heat applications for heating, cooling, and power generation based on advanced configurations. **Energy Conversion and Management**, 2023a. v. 291.

_____; _____. Renewable and waste heat applications for heating, cooling, and power generation based on advanced configurations. **Energy Conversion and Management**, set. 2023b. v. 291, p. 117253. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S019689042300599X>>.

ALAHMER, A. *et al.* Performance evaluation of a solar adsorption chiller under different climatic conditions. **Applied Energy**, ago. 2016. v. 175, p. 293–304. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261916306353>>.

ALEPE. Em Itaíba, produtores de leite reivindicam redução de impostos e concorrência justa. 2023a. Disponível em: <<https://bit.ly/4cfZrLb>>. Acesso em: 22 out. 2023.

_____. Descomplica PE: Alepe aprova novas alíquotas de IPVA e ICMS. 2023b. Disponível em: <<https://bit.ly/3RXZbsT>>. Acesso em: 4 dez. 2023.

ALFALAVAL. **Caldeiras Industriais**. [S.l.]: [s.n.], 2018.

ALIEXPRESS. Microinversor WVC 700W. **Shenzhen Taozhong Eletronic Commerce Co., Ltd**, 2021. Disponível em: <<https://bit.ly/3UV8IST>>. Acesso em: 16 fev. 2022.

ANDAR, Q. Variação do IGPM dos últimos 12 meses. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/4dJRtva>>. Acesso em: 4 dez. 2023.

ANEEL. **Resolução Normativa Aneel Nº 1.059**. [S.l.]: [s.n.], 2023.

ANP. **Preços de GLP ao consumidor consolidados**. [S.l.]: [s.n.], 2023.

AQUINO, F. Da S. **Urânio Natural Na Dieta E No Leite Do Bovino No Agreste Semi-Árido Do Estado De Pernambuco Agreste Semi-Árido Do Estado De Pernambuco**. [S.l.]: Universidade Federal de Pernambuco, 2006. Disponível em: <<https://repositorio.ufpe.br/handle/123456789/9104>>.

ARAUJO, M. L. S. *et al.* Wind Power Forecasting in a Semi-Arid Region Based on Machine Learning Error Correction. **Wind**, 2023. v. 3, n. 4, p. 496–512.

ARAÚJO, T. B. De. A Economia de Pernambuco: Dinâmica Econômica, Mudanças Recentes e Perspectivas Palavras-Chave. 2018. v. 1. Disponível em: <<https://bit.ly/4bTYNDk>>.

ARPAGAUS, C. *et al.* High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. **Energy**, 2018. v. 152, p. 985–1010.

ARRUDA, H. L. S. DE *et al.* Influence of Socioeconomic Factors on the Knowledge and Consumption of Firewood in the Atlantic Forest of Northeast Brazil. **Economic Botany**, 2019. v. 73, n. 1, p. 1–12.

ASHRAE. **Ashrae Handbook**. [S.l.]: ASHRAE, 2005.

ASSAN, A. E. **MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS - PRIMEIROS PASSOS**. 3ª ed. ed. [S.l.]: [s.n.], 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 16690: Instalações Elétricas de arranjos fotovoltaicos - Requisitos de projeto**. [S.l.]: [s.n.], 2019.

BADIEI, A. *et al.* A chronological review of advances in solar assisted heat pump technology in 21st century. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, out. 2020. v. 132, p. 110132. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032120304238>>.

BAMIGBETAN, O. *et al.* The development of a hydrocarbon high temperature heat pump for waste heat recovery. **Energy**, abr. 2019. v. 173, p. 1141–1153. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544219303585>>.

BANI YOUNES, M.; ABU SHABAN, N.; ALTORK, Y. Modelling and performance assessment of a Tri-Generation cooling system using two adsorption chillers under Jordanian climate. **Case Studies in Thermal Engineering**, abr. 2023.

v. 44, p. 102848. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214157X23001545>>.

BARRETO, E. J. F. *et al.* **Tecnologias de Energia Renováveis: sistemas híbridos, pequenos aproveitamentos hidroeletricos, combustão e gasificação de biomassa sólida, biodiesel e óleo vegetal in natura.** [S.l.]: [s.n.], 2008.

BAWAZIR, A.; FRIEDRICH, D. Evaluation and Design of Large-Scale Solar Adsorption Cooling Systems Based on Energetic, Economic and Environmental Performance. **Energies**, 15 mar. 2022. v. 15, n. 6, p. 2149. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/1996-1073/15/6/2149>>.

BECKER, H.; VUILLERMOZ, A.; MARÉCHAL, F. Heat pump integration in a cheese factory. **Applied Thermal Engineering**, out. 2012. v. 43, p. 118–127. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111006788>>.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 4th. ed. [S.l.]: Wiley, 2016.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs in a solar absorption cooling system. **Energy Conversion and Management**, set. 2016. v. 123, p. 453–461. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S019689041630557X>>.

BRASIL. Resolução da Diretoria Colegiada – RDC nº 216, de 15 de setembro de 2004. **Diário Oficial da República Federativa do Brasil**, 2004. Disponível em: <<https://bit.ly/3W1Fvqj>>.

BRASIL. Decreto 9.013, De 29 De Março De 2017. **DECRETO Nº9.013 de 29 de março de 2017**, 2017. v. 62, p. 1–108. Disponível em: <<https://www.saude.rj.gov.br/comum/code/MostrarArquivo.php?C=NzU2NQ%2C%2C>>.

BRASIL, B. C. Do. Taxas de juros básicas – Histórico. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/3X44cDh>>.

BUKER, M. S.; RIFFAT, S. B. Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2016. v. 55, p. 399–413.

BYLUND, G. Dairy Processing Handbook. **Tetra Pak Processing Systems**, 1995. v. G3, p. 331–352. Disponível em: <<http://www.ales2.ualberta.ca/afns/courses/nufs403/PDFs/chapter15.pdf>>.

CABRERA, F. J. *et al.* Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, abr. 2013. v. 20, p. 103–118. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032112006958>>.

CAI, J.; ZHANG, F.; JI, J. Comparative analysis of solar-air dual source heat pump system with different heat source configurations. **Renewable Energy**, maio.

2020. v. 150, p. 191–203. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148119320002>>.

CALLISTER, W. D. **Ciência e Engenharia de Materiais - Uma introdução**. 9ª ed. [S.l.]: [s.n.], 2007.

CAO, J. *et al.* Advances in coupled use of renewable energy sources for performance enhancement of vapour compression heat pump: A systematic review of applications to buildings. **Applied Energy**, fev. 2023. v. 332, p. 120571. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261922018281>>.

CASTRO, A. **Uso de biodigestores como propuesta de tecnología social**. [S.l.]: UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ, 2021. Disponível em: <https://tratamentodeagua.com.br/wp-content/uploads/2021/11/2021_tese_acpraciano.pdf>.

CAVALCANTI, M. L. C. Et Al. **Viabilidade energética da biomassa da palma forrageira no Semiárido**. [S.l.]: Universidade Federal da Paraíba, 2020. Disponível em: <<https://repositorio.ufpb.br/jspui/handle/123456789/18603>>.

CBIC. Indicador dos custos do setor da Construção Civil. 2021. Disponível em: <<http://www.cub.org.br/cub-m2-estadual/MG/>>. Acesso em: 25 out. 2023.

CEPEA/CNA. PIB do agronegócio brasileiro: Ano base 2022. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/41psho4>>. Acesso em: 6 dez. 2023.

CHEN, E. *et al.* Experimental investigation of a solar-assisted absorption-compression system for heating and cooling. **Solar Energy**, jun. 2023. v. 257, p. 18–33. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X23002554>>.

CHEN, Hongkai; LI, Zeyu; XU, Yongrui. Evaluation and comparison of solar trigeneration systems based on photovoltaic thermal collectors for subtropical climates. **Energy Conversion and Management**, nov. 2019. v. 199, p. 111959. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890419309653>>.

_____; _____. Assessment and parametric analysis of solar trigeneration system integrating photovoltaic thermal collectors with thermal energy storage under time-of-use electricity pricing. **Solar Energy**, 2020. v. 206, p. 875–899.

CHEN, W.; FUJII, M.; SUN, Lu. Feasibility analysis of energy system optimization for a typical manufacturing factory with environmental and economic assessments. **Journal of Cleaner Production**, set. 2022. v. 366, p. 132887. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0959652622024805>>.

CHIAVERINI, V. **Aços e Ferros Fundidos; características gerais, tratamentos térmicos, principais tipos**. [S.l.]: [s.n.], 2012.

CHU, J.; CRUICKSHANK, C. A. Solar-Assisted Heat Pump Systems: A Review of Existing Studies and Their Applicability to the Canadian Residential Sector. **Journal of Solar Energy Engineering**, 1 nov. 2014. v. 136, n. 4. Disponível em:

<<https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article/doi/10.1115/1.4027735/378678/SolarAssisted-Heat-Pump-Systems-A-Review-of>>.

COLARES, H. C. **Otimização da produção de biomassa por isolados de bactérias do ácido láctico em soro de leite e potencial aplicação industrial.** [S.l.]: UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO JOÃO DEL-REI – UFSJ, 2021. Disponível em: <https://www.ufsj.edu.br/portal2-repositorio/File/pmbqbm/PMBqBM/Publicacoes/Teses/Tese_Heloisa_Carneiro_Colares.pdf>.

COSTA, B. Dos S. S. G. H. B. V. S. F. B. D. Da. **Potencial Energético da Palma Forrageira.** Dourados, Mato Grosso do Sul: Cadernos de Agroecologia, 2020. Disponível em: <<https://cadernos.aba-agroecologia.org.br/cadernos/issue/view/8>>.

COX, J.; BELDING, S.; LOWDER, T. Application of a novel heat pump model for estimating economic viability and barriers of heat pumps in dairy applications in the United States. **Applied Energy**, 2022. v. 310.

CUI, S. *et al.* High temperature cascade heat pump system with double medium and low temperature heat sources. **Thermal Science**, 2023. v. 27, n. 3 Part A, p. 1835–1843. Disponível em: <<https://doiserbia.nb.rs/Article.aspx?ID=0354-98362303835C>>.

DAI, B. *et al.* Dual-pressure condensation high temperature heat pump system for waste heat recovery: Energetic and exergetic assessment. **Energy Conversion and Management**, ago. 2020. v. 218, p. 112997. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890420305410>>.

DASH, K. K. *et al.* A comprehensive review on heat treatments and related impact on the quality and microbial safety of milk and milk-based products. **Food Chemistry Advances**, 2022. v. 1.

DEM, T. Near-Global 30-Meter D. E. M. Mapa Topográfico de Pernambuco. 2023. Disponível em: <<https://pt-br.topographic-map.com/map-cjsf3/Pernambuco/?center=-1.91127%2C-50.78285>>. Acesso em: 23 dez. 2023.

DENZINGER, C. *et al.* Toward sustainable refrigeration systems: Life cycle assessment of a bench-scale solar-thermal adsorption refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, jan. 2021. v. 121, p. 105–113. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700720303947>>.

DÍAZ, J. *et al.* Análisis de potencial y oportunidades de integración de energía solar térmica en redes de climatización. Madrid, Spain: [s.n.], 2015. p. 318. Disponível em: <https://www.idae.es/sites/default/files/documentos/publicaciones_idae/documentos_informe_idae_003_red_calor_y_frio_jaen_73af635d.pdf>.

DINÇER, I.; KANOĞLU, M. **Refrigeration Systems and Applications, Second Edition.** [S.l.]: John Wiley & Sons, 2010.

DUAN, L. *et al.* Stability challenges for the commercialization of perovskite–silicon tandem solar cells. **Nature Reviews Materials**, 2023. v. 8, n. 4, p. 261–281.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar Engineering of Thermal Processes**. [S.l.]: Wiley, 2013.

EFAZ1, E. T. *et al.* A review of primary technologies of thin-film solar cells. **Engineering Research Express**, 2021. v. 3, n. 3.

EGAS, D. *et al.* Towards energy-efficient small dairy production systems: An environmental and economic assessment. **Sustainable Production and Consumption**, 2021. v. 28, p. 39–51.

ELETROBRAS, C. E. B.; PROCEL, P. N. De C. De E. Eficiência energética no uso de vapor. **Eletrobras, Centrais Elétricas Brasileiras**, 2006. v. 1999, n. December, p. 1–6.

EMBRACO. **GUIDE FOR THE USE OF HCs REFRIGERANTS R600a AND R290 comparison with R-134a and R-404a**. [S.l.]: [s.n.], 2020.

EMERY, K. A.; OSTENVALD, C. R. **ASHRAE HANDBOOK HVAC Systems and Equipment SI**. [S.l.]: ASHRAE, 1990. V. 22.

EPE. Plano Decenal de Energia 2024. 2015. Disponível em: <<https://bit.ly/3skEmOh>>. Acesso em: 7 nov. 2023.

_____. Entendendo a formação de preços finais de combustíveis no Brasil. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/3twjfsU>>. Acesso em: 6 nov. 2023.

ESCALONA, A. *et al.* Modelling of heat pump drying system powered by a hybrid PV-wind-battery plant for slow-drying hardwoods. **Energy for Sustainable Development**, out. 2023. v. 76, p. 101282. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0973082623001394>>.

FAO AND GDP. Climate change and the global dairy cattle sector - The role of the dairy sector in a low-carbon future. Rome. 36 pp. Licence: CC BY-NC-SA- 3.0 IGO. **Journal of Environment Quality**, 2018. Disponível em: <<https://bit.ly/472S6LF>>.

FERREIRA, R. V.; DANTAS, M. E.; SHINZATO, E. Origem das Paisagens. **Geodiversidade do estado de Pernambuco**, 2014. p. 282. Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Marcelo-Dantas-2/publication/305045593_Origem_das_Paisagens_do_Estado_de_Pernambuco/links/5780089308ae9485a439b82c/Origem-das-Paisagens-do-Estado-de-Pernambuco.pdf>.

FGV. IGP-M cai 0,47% em março. 2024. Disponível em: <<https://bit.ly/3KbaB7C>>. Acesso em: 17 maio 2024.

FRANKLIN ELECTRIC. **Tabela para seleção de bombas e motobombas**. [S.l.]: [s.n.], 2022. V. A.

GADO, M. G.; NADA, S.; *et al.* Energy management of standalone cascaded adsorption-compression refrigeration system using hybrid biomass-solar-wind energies. **Energy Conversion and Management**, abr. 2022. v. 258, p. 115387.

Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890422001832>>.

_____; MEGAHED, T. F.; *et al.* Potential application of cascade adsorption-vapor compression refrigeration system powered by photovoltaic/thermal collectors. **Applied Thermal Engineering**, maio. 2022. v. 207, p. 118075. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431122000412>>.

GAS-SERVEI. FICHA TÉCNICA R134a. 2022. Disponível em: <<https://bit.ly/3xoltr4>>. Acesso em: 21 maio 2022.

GHAZY, M. *et al.* Cooling technologies for enhancing photovoltaic–thermal (PVT) performance: a state of the art. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, 2022. v. 13, n. 4, p. 1205–1235.

GIORDANI DA SILVA GUERRA, I. *et al.* Projeto De Um Sistema Para Pasteurização De Leite E Maturação De Queijos. [S.l.]: [s.n.], 2023. V. 1, p. 17. Disponível em: <www.even3.com.br/Anais/xxiiconemi/553950-PROJETO-DE-UM-SISTEMA-PARA-PASTEURIZACAO-DE-LEITE-E-MATURACAO-DE-QUEIJOS>.

GOND, R. K. *et al.* Performance and exergy analysis of vapour compression refrigeration system using various alternative of R134a. **International Research Journal of Engineering and Technology**, 2016. Disponível em: <www.irjet.net>.

GOVERNO DO ESTADO DE PERNAMBUCO. Atlas Eólico e Solar de Pernambuco. **Secretaria de Energia**, 2017. Disponível em: <<http://www.atlaseolicosolar.pe.gov.br/>>.

GRUBBAUER, A. *et al.* Renewable and Highly Efficient Energy Systems Through Innovative Combination of Solar Thermal and Heat Pump Systems. **Chemical Engineering Transactions**, 2018. v. 70, p. 745–750.

GUERRA, I. *et al.* Thermal performance of a low-cost cooling tower installed in a cheese production facility. [S.l.]: [s.n.], 2024.

GUERRA, I. G. Da S. **Desempenho energético do processo de pasteurização lenta do leite e potencial de aprimoramento operacional devido à utilização de energia solar térmica e do resfriamento evaporativo**. [S.l.]: Universidade de Pernambuco, 2023.

GUIMARÃES, A. P. C.; GALDINO, Marco A. Potencial Solar - SunData. **Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito**, 2014. Disponível em: <<http://www.cresesb.cepel.br/index.php#data>>. Acesso em: 25 fev. 2022.

GUIMARÃES, L. *et al.* Integration of Solar-Assisted Cooling System and Heat Pumps for Industrial Applications. Florianópolis/SC: [s.n.], 2024.

GUIMARÃES, L. B. *et al.* Potencial Da Energia Solar Térmica E Fotovoltaica No Setor De Laticínios. [S.l.]: [s.n.], 2022. p. 1–10. Disponível em: <<https://anaiscbens.emnuvens.com.br/cbens/article/view/1188>>.

GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN, L. A. Performance

analysis of double cascade heat pump for industrial steam generation. Bento Gonçalves/RS: [s.n.], 2022.

HABERL, J. S.; SOOLYEON CHO, P. E. **LITERATURE REVIEW OF UNCERTAINTY OF ANALYSIS METHODS (PV F-Chart Program) Report to the Texas Commission on Environmental Quality**. Texas: [s.n.], 2004.

HAHN, P., MESQUITA, M., PEREIRA, L. T., KNAACK, J., & EPP, B. Energia termossolar para a indústria. **Solar Payback**, 2017. p. 18.

HAO, W. *et al.* Research on drying Lentinus edodes in a direct expansion heat pump assisted solar drying system and performance of different operating modes. **Renewable Energy**, ago. 2022. v. 196, p. 638–647. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148122010291>>.

HASSAN, A. A. *et al.* Thermoeconomic performance assessment of a novel solar-powered high-temperature heat pump/adsorption cogeneration system. **Solar Energy**, maio. 2023. v. 255, p. 71–88. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X2300169X>>.

HERRANDO, M. *et al.* The challenges of solar hybrid PVT systems in the food processing industry. **Applied Thermal Engineering**, fev. 2021. v. 184, p. 116235. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431120337145>>.

HUAN, C. *et al.* A performance comparison of serial and parallel solar-assisted heat pump heating systems in Xi'an, China. **Energy Science & Engineering**, 28 ago. 2019. v. 7, n. 4, p. 1379–1393. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/ese3.357>>.

HUANG, W. *et al.* Effects of Ambient Parameters on the Performance of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump with Bare Plate Evaporators for Space Heating. **International Journal of Photoenergy**, 2017. v. 2017, p. 1–10. Disponível em: <<https://www.hindawi.com/journals/ijp/2017/3082740/>>.

HUIJBREGTS, M. A. J. *et al.* ReCiPe2016: a harmonised life cycle impact assessment method at midpoint and endpoint level. **The International Journal of Life Cycle Assessment**, 12 fev. 2017. v. 22, n. 2, p. 138–147. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s11367-016-1246-y>>.

HUSSAIN, T. *et al.* PERFORMANCE EVALUATION OF VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM BY VARYING AIR FLOW RATES IN AIR-COOLED AND EVAPORATIVELY COOLED CONDENSERS. **International Journal of Energy for a Clean Environment**, 2020. v. 21, n. 1, p. 1–13. Disponível em: <<http://www.dl.begellhouse.com/journals/6d18a859536a7b02,153b15d876f6f20a,1112b2cf0ad223c1.html>>.

IBGE. Produção agropecuária: produção de leite no estado de Pernambuco. 2023a. Disponível em: <<https://bit.ly/3uaEaSm>>. Acesso em: 13 nov. 2023.

_____. Produção agropecuária: produção de leite. 2023b. Disponível em: <<https://bit.ly/3QEzxr2>>. Acesso em: 13 nov. 2023.

_____. Inflação. 2023c. Disponível em: <<https://bit.ly/3RvcOOI>>. Acesso em: 4 dez. 2023.

IDEC. Emenda de Kigali: benefícios de sua ratificação pelo Congresso Nacional. 2022. Disponível em: <<https://bit.ly/3n17mUO>>. Acesso em: 5 nov. 2022.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [S.l.]: [s.n.], 1996.

INTARCON, C. **Unidades condensadoras**. [S.l.]: [s.n.], 2021.

JIANG, J. *et al.* A review and perspective on industry high-temperature heat pumps. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2022. v. 161.

JUGJAI, S.; RUNGSIMUNTUCHART, N. High efficiency heat-recirculating domestic gas burners. **Experimental Thermal and Fluid Science**, jul. 2002. v. 26, n. 5, p. 581–592. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177702001644>>.

KALOGIROU, S. **Engenharia de Energia Solar: Processos e Sistemas**. [S.l.]: [s.n.], 2016.

KANG, D. H.; NA, S. I.; KIM, M. S. Recent Researches on Steam Generation Heat Pump System. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, 2017. v. 25, n. 4.

KAPUSTENKO, P. *et al.* Integration of a heat pump into the heat supply system of a cheese production plant. **Energy**, jun. 2008. v. 33, n. 6, p. 882–889. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544208000558>>.

KIM, J. *et al.* Energy, economic, and environmental evaluation of a solar-assisted heat pump integrated with photovoltaic thermal modules using low-GWP refrigerants. **Energy Conversion and Management**, out. 2023. v. 293, p. 117512. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890423008580>>.

KLEIJN ENERGY CONSULTANTS AND ENGINEERS, DE. Operating principles: refrigerants. **Industrial Heat Pumps**, 2022. Disponível em: <<https://bit.ly/3msmQku>>. Acesso em: 4 maio 2022.

KONG, R. *et al.* Performance analysis of biomass boiler-organic Rankine cycle with assisted cascade heat pump for combined heat and power generation including exergy-costing. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, ago. 2022. v. 52, p. 102125. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2213138822001771>>.

KOU, X. *et al.* Heat pump assists in energy transition: Challenges and approaches. **DeCarbon**, 2024. v. 3, p. 100033.

KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios De Transferência De Calor**. 1ª ed. [S.l.]: [s.n.], 2003.

LADHA-SABUR, A. *et al.* Mapping energy consumption in food manufacturing.

Trends in Food Science and Technology, 2019. v. 86, p. 270–280.

LAW, R.; HARVEY, A.; REAY, D. Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry. **Applied Thermal Engineering**, maio. 2013. v. 53, n. 2, p. 188–196. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112002086>>.

LEE, M. *et al.* Performance improvement of solar-assisted ground-source heat pumps with parallelly connected heat sources in heating-dominated areas. **Energy**, fev. 2022. v. 240, p. 122807. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544221030565>>.

_____*et al.* Multi-objective optimization of solar-assisted ground-source heat pumps for minimizing life-cycle cost and climate performance in heating-dominated regions. **Energy**, maio. 2023. v. 270, p. 126868. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544223002621>>.

LI, Hong; SUN, Liangliang; ZHANG, Yonggui. Performance investigation of a combined solar thermal heat pump heating system. **Applied Thermal Engineering**, out. 2014. v. 71, n. 1, p. 460–468. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431114005602>>.

LI, Shuaiqi *et al.* Thermodynamic analysis of the heat pump steam system with medium-low temperature heat source. **Energy Reports**, nov. 2021. v. 7, p. 266–278. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352484721010544>>.

LI, Wei; XIA, X.; LI, Song. Large-scale evaluation of cascaded adsorption heat pumps based on metal/covalent–organic frameworks. **Journal of Materials Chemistry A**, 2019. v. 7, n. 43, p. 25010–25019. Disponível em: <<https://xlink.rsc.org/?DOI=C9TA09227G>>.

LI, Xiaoqiong; ZHANG, Yufeng; MA, X.; *et al.* Performance analysis of high-temperature water source cascade heat pump using BY3B/BY6 as refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, ago. 2019. v. 159, p. 113895. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431118371795>>.

_____; _____; FANG, L.; *et al.* Energy, exergy, economic, and environmental analysis of an integrated system of high-temperature heat pump and gas separation unit. **Energy Conversion and Management**, out. 2019. v. 198, p. 111911. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890419309021>>.

LIMA, J. R. De S. *et al.* Variação sazonal dos fluxos de energia e evapotranspiração em caatinga no agreste Pernambucano. **Agrometeoros**, 2018. v. 25, n. 1.

LIN, Y. *et al.* Solar steam generation based on the photothermal effect: from designs to applications, and beyond. **Journal of Materials Chemistry A**, 2019. v. 7, n. 33, p. 19203–19227. Disponível em: <<https://xlink.rsc.org/?DOI=C9TA05935K>>.

LIU, C. *et al.* Working domains of a hybrid absorption-compression heat pump for industrial applications. **Energy Conversion and Management**, 2019. v. 195, p.

226–235.

_____ *et al.* Proposal and assessment of a new solar space heating system by integrating an absorption-compression heat pump. **Applied Energy**, jul. 2021. v. 294, p. 116966. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261921004414>>.

LIU, Y. *et al.* Recent progress in organic solar cells (Part I material science). **Science China Chemistry**, 2022. v. 65, n. 2, p. 224–268.

LÓPEZ, F. *et al.* Efecto De La Aplicación De Un Biofertilizante En Trigo De La Región Semiárida Pampeana. 2020. Disponível em: <<https://ri.conicet.gov.ar/>>.

LU, J. *et al.* Solar heat pump configurations for water heating system in China. **Applied Thermal Engineering**, mar. 2021. v. 187, p. 116570. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431121000272>>.

LU, Z. *et al.* Thermodynamic and Economic Analysis of a High Temperature Cascade Heat Pump System for Steam Generation. **Processes**, 2022a. v. 10, n. 9.

_____ *et al.* Thermodynamic and Economic Analysis of a High Temperature Cascade Heat Pump System for Steam Generation. **Processes**, 15 set. 2022b. v. 10, n. 9, p. 1862. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/2227-9717/10/9/1862>>.

LU, Z. S. *et al.* An analysis of the performance of a novel solar silica gel–water adsorption air conditioning. **Applied Thermal Engineering**, dez. 2011. v. 31, n. 17–18, p. 3636–3642. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431110005065>>.

LUO, B.; ZOU, P. Performance analysis of different single stage advanced vapor compression cycles and refrigerants for high temperature heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, ago. 2019. v. 104, p. 246–258. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700719302208>>.

MA, J. *et al.* Performance analysis of indirect-expansion solar assisted heat pump using CO₂ as refrigerant for space heating in cold climate. **Solar Energy**, set. 2020. v. 208, p. 195–205. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X20307325>>.

MA, X. *et al.* Performance analysis of a cascade high temperature heat pump using R245fa and BY-3 as working fluid. **Applied Thermal Engineering**, jul. 2018. v. 140, p. 466–475. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431118305106>>.

MACIEL NETO, J. De A. *et al.* Caracterização Térmica de Solos no Agreste Meridional do Estado de Pernambuco, Brasil (Thermal Characterization of Soils in Southern Wasteland of the State of Pernambuco, Brazil). **Revista Brasileira de Geografia Física**, 2015. v. 8, n. 1, p. 167–178.

MAKHNATCH, P. Low GWP refrigerants for high temperature heat pumps. 2014. Disponível em: <<https://bit.ly/3O7wvIW>>. Acesso em: 21 dez. 2021.

MAPA. Instrução Normativa n. 77, de 26 de novembro de 2018. **Diário Oficial da União**, 2018. p. 10. Disponível em: <<https://bit.ly/3Ui10li>>.

MARTÍNEZ-RODRÍGUEZ, G. *et al.* Comprehensive solar thermal integration for industrial processes. **Energy**, jan. 2022. v. 239, p. 122332. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544221025809>>.

_____*et al.* Detailed Thermo-Economic Assessment of a Heat Pump for Industrial Applications. **Energies**, 2023. v. 16, n. 6.

_____; BALTAZAR, J.-C.; FUENTES-SILVA, A. L. Heat and electric power production using heat pumps assisted with solar thermal energy for industrial applications. **Energy**, nov. 2023. v. 282, p. 128379. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544223017735>>.

MATEU-ROYO, C. *et al.* Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study. **Energy Conversion and Management**, 2021a. v. 229.

_____*et al.* Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study. **Energy Conversion and Management**, fev. 2021b. v. 229, p. 113752. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890420312759>>.

_____; MOTA-BABILONI, Adrián; NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín. Semi-empirical and environmental assessment of the low GWP refrigerant HCFO-1224yd(Z) to replace HFC-245fa in high temperature heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, jul. 2021. v. 127, p. 120–127. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700721000803>>.

MEDEIROS, S. E. L. *et al.* Influence of climatic variability on the electricity generation potential by renewable sources in the Brazilian semi-arid region. **Journal of Arid Environments**, 2021. v. 184.

MELITO, L. COP 28: Lula anuncia investimento em economia sustentável enquanto Brasil negocia entrada na Opep+. **Editorial Brasil de Fato**, Botucatu/SP, 1 dez. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/47W8heG>>.

MENEZES, R. *et al.* Biogeochemical cycling in terrestrial ecosystems of the Caatinga Biome. **Brazilian Journal of Biology**, 2012. v. 72, n. 3 suppl, p. 643–653.

MIGLIOLI, A. *et al.* Photovoltaic-thermal solar-assisted heat pump systems for building applications: Integration and design methods. **Energy and Built Environment**, fev. 2023. v. 4, n. 1, p. 39–56. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2666123321000507>>.

MIKIELEWICZ, D.; WAJS, J. Performance of the very high-temperature heat pump with low GWP working fluids. **Energy**, 2019. v. 182, p. 460–470.

MILANI, R.; SZKLO, A.; HOFFMANN, B. S. Hybridization of concentrated solar power with biomass gasification in Brazil's semiarid region. **Energy Conversion and Management**, 2017. v. 143, p. 522–537.

MOHANRAJ, M. *et al.* Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B: Applications). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, mar. 2018. v. 83, p. 124–155. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032117312303>>.

MOHER, D. *et al.* Preferred reporting items for systematic reviews and meta-analyses: the PRISMA statement. [S.l.]: [s.n.], 2009. V. 62, p. 1006–1012.

MOSTAFA, A.; HASSANAIN, M.; ELGENDY, E. Transient simulation and design parameters optimization of a cold store utilizes solar assisted adsorption refrigeration system. **Case Studies in Thermal Engineering**, set. 2022. v. 37, p. 102273. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214157X22005196>>.

MOTA-BABILONI, A. *et al.* Commercial refrigeration—an overview of current status. **International journal of refrigeration**, 2015. v. 57, p. 186–196.

MOTA-BABILONI, Adrián *et al.* Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system. **Applied Thermal Engineering**, jan. 2019. v. 147, p. 482–491. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431118328382>>.

MUNIR, M. T. *et al.* Virtual milk for modelling and simulation of dairy processes. **Journal of Dairy Science**, maio. 2016. v. 99, n. 5, p. 3380–3395. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022030216300534>>.

NAJEH, G. *et al.* Performance of silica gel-water solar adsorption cooling system. **Case Studies in Thermal Engineering**, set. 2016. v. 8, p. 337–345. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214157X16300545>>.

NANDHINI, R.; SIVAPRAKASH, B.; RAJAMOHAN, N. Waste heat recovery at low temperature from heat pumps, power cycles and integrated systems – Review on system performance and environmental perspectives. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, 2022. v. 52.

NAVARRO-ESBRÍ, Joaquín; FERNÁNDEZ-MORENO, A.; MOTA-BABILONI, Adrián. Modelling and evaluation of a high-temperature heat pump two-stage cascade with refrigerant mixtures as a fossil fuel boiler alternative for industry decarbonization. **Energy**, 2022a. v. 254.

_____; _____. Modelling and evaluation of a high-temperature heat pump two-stage cascade with refrigerant mixtures as a fossil fuel boiler alternative for industry decarbonization. **Energy**, set. 2022b. v. 254, p. 124308. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544222012117>>.

NEOENERGIA. **TABELA DE TARIFAS DE ENERGIA ELÉTRICA - GRUPO A**. [S.l.]: [s.n.], 2023.

NEOSOLAR. Painel Solar Fotovoltaico Canadian Solar. 2016. Disponível em: <<https://www.neosolar.com.br/loja/painel-solar-fotovoltaico-canadian>>. Acesso em: 16 fev. 2022.

NETO, F. T. G. L. V. *et al.* Geothermal Energy: an Alternative To the Water–Energy Dilemma in Northeastern Brazil. **Engenharia Agrícola**, 2023. v. 43, n. SpecialIssue.

NOURI, G.; NOOROLLAHI, Y.; YOUSEFI, H. Solar assisted ground source heat pump systems – A review. **Applied Thermal Engineering**, dez. 2019. v. 163, p. 114351. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111932959X>>.

NREL. Solar Module Efficiency Table Guide. 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/pip.3228>>.

OMOJARO, P.; BREITKOPF, C. Direct expansion solar assisted heat pumps: A review of applications and recent research. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, jun. 2013. v. 22, p. 33–45. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113000609>>.

PALOMBA, V.; DINO, G. E.; FRAZZICA, A. Solar-Assisted Heat Pumps and Chillers. **Handbook of Climate Change Mitigation and Adaptation**. Cham: Springer International Publishing, 2022, p. 1313–1366.

PATIL, R. K.; SHENDE, B. W.; GHOSH, P. K. Designing a helical-coil heat exchanger. **Chemical Engineering**, 1986. p. 85–88.

PEEPLES, M. L. Forced-Convection Heat-Transfer Characteristics of Fluid Milk Products During Cooling. **Journal of Dairy Science**, 1962. v. 45, n. 12, p. 1456–1458.

PEREIRA, E. *et al.* **Atlas brasileiro de energia solar**. 2. ed. São José dos Campos: INPE, 2017.

PINHO, J. T.; GALDINO, Marco Antonio. **Manual de engenharia para sistemas fotovoltaicos**. Rio de Janeiro: CEPEL - CRESEB, 2014.

PLEITAVINO, M. *et al.* Radiogenic heat production in granitoids from the Sierras de Córdoba, Argentina. **Geothermal Energy**, 2021. v. 9, n. 1.

PROCEL. Troca de motores como indutora de competitividade na indústria brasileira. **Troca de motores como indutora de competitividade na indústria brasileira**, 2017. Disponível em: <<https://bit.ly/3A2YfuP>>. Acesso em: 10 jul. 2022.

RAMANUJAM, J. *et al.* Flexible CIGS, CdTe and a-Si:H based thin film solar cells: A review. **Progress in Materials Science**, 2020. v. 110.

RAO, T. V. R.; SILVA, B. B. Da; MOREIRA, A. A. Características térmicas do solo em Salvador, BA. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, 2005. v. 9, n. 4, p. 554–559. Disponível em: <<https://www.scielo.br/j/rbeaa/a/PfdXpxYY3cmMBgmVJChGzrs/?lang=pt>>.

RASMUSSEN, B. P. *et al.* HVAC system modeling and control: Vapor compression system modeling and control. **Advances in Industrial Control**, 2018. n. 9783319684611, p. 73–103.

RAZI, F.; DINCER, I. A new solar combined cycle integrated with heat pump system. **Applied Thermal Engineering**, 2020. v. 173.

ROA, M. Manual Fogão Alta Pressão Semi Industrial Queimador Ferro Fundido – Luxo Deluxe. 2019. Disponível em: <<https://bit.ly/4dktqmn>>. Acesso em: 30 dez. 2021.

ROBERTO N. ONODY. Uma Usina Geotérmica No Brasil? **usp - IFSC**, 2022. Disponível em: <<https://bit.ly/3thMeAH>>. Acesso em: 6 dez. 2023.

ROSALES-PÉREZ, J. F. *et al.* Hybrid System of Photovoltaic and Solar Thermal Technologies for Industrial Process Heat. **Energies**, 24 fev. 2023. v. 16, n. 5, p. 2220. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/1996-1073/16/5/2220>>.

SAADE, M. R. M. *et al.* Investigating transparency regarding ecoinvent users' system model choices. **The International Journal of Life Cycle Assessment**, 19 jan. 2019. v. 24, n. 1, p. 1–5. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s11367-018-1509-x>>.

SAINI, P. *et al.* Techno-economic comparative analysis of solar thermal collectors and high-temperature heat pumps for industrial steam generation. **Energy Conversion and Management**, fev. 2023. v. 277, p. 116623. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890422014017>>.

SAMPAIO, E. V. S. B. *et al.* Residual N and P fertilizer effect and fertilizer recovery on intercropped and sole-cropped corn and bean in semiarid northeast Brazil. **Nutrient Cycling in Agroecosystems**, 2004. v. 70, n. 1, p. 1–11.

SAMPAIO, Y. De S. B. *et al.* Território e desenvolvimento econômico no Brasil : arranjos produtivos locais em Pernambuco. 2012. p. 245 pages.

SANTOS JÚNIOR, E. P. *et al.* Potentialities and Impacts of Biomass Energy in the Brazilian Northeast Region. **Energies**, 2023. v. 16, n. 9.

SCHLOSSER, F.; ARPAGAU, C.; WALMSLEY, T. G. Heat pump integration by pinch analysis for industrial applications: A review. **Chemical Engineering Transactions**, 2019. v. 76, p. 7–12.

SCOPUS. Heat pump for industrial applications. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/3QiFPgB>>. Acesso em: 15 out. 2023.

SEAI. **Heat Pumps - Technology Guide**. [S.l.]: [s.n.], 2020.

SECTI/PE. Plano De Melhoria Da Competitividade. 2017. Disponível em: <<https://bit.ly/46bHI3L>>. Acesso em: 12 nov. 2023.

SEZEN, K. *et al.* Effects of ambient conditions on solar assisted heat pump systems: a review. **Science of The Total Environment**, jul. 2021. v. 778, p. 146362. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0048969721014303>>.

SHAPIRO, H. N.; MORAN, M. J. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. [S.l.]: [s.n.], 2009.

SHI, G.-H. *et al.* Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, jul. 2019. v. 109, p. 349–366. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032119302564>>.

SHIELDS, C. D. Boilers: types, characteristics, and functions. New York, USA: [s.n.], 1961.

SHRIVASTAVA, R. L.; VINOD KUMAR; UNTAWALE, S. P. Modeling and simulation of solar water heater: A TRNSYS perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, jan. 2017. v. 67, p. 126–143. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032116304944>>.

SILVA, P. F. Da *et al.* Seasonal patterns of carbon dioxide, water and energy fluxes over the Caatinga and grassland in the semi-arid region of Brazil. **Journal of Arid Environments**, 2017. v. 147, p. 71–82.

SIMÃO, C. M. V. Q. **MELHORIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA AGROALIMENTAR POR INCORPORAÇÃO DE MATERIAIS DE MUDANÇA DE FASE (PCM) EM EQUIPAMENTOS PRODUTIVOS**. [S.l.]: Universidade NOVA de Lisboa, 2021. Disponível em: <https://run.unl.pt/bitstream/10362/148913/1/Simao_2022.pdf>.

SKUBIENKO, S. V.; YANCHENKO, I. V.; BABUSHKIN, A. Y. Optimization of a Single-Stage Heat Pump Operation Through Subcooling and Superheating. [S.l.]: IEEE, 2019. p. 1–3. Disponível em: <<https://ieeexplore.ieee.org/document/8725401/>>.

SONG, Y. *et al.* Theoretical investigation on the combined and cascade CO₂/R134a heat pump systems for space heating. **Applied Thermal Engineering**, set. 2017. v. 124, p. 1457–1470. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116322244>>.

SOUZA ANDRADE DE OLIVEIRA, C.; BARONCINI PROENÇA, M. Desenvolvimento De Um Biodigestor Com Controle Inteligente. 2021.

STEUBING, B. *et al.* The ecoinvent database version 3 (part II): analyzing LCA results and comparison to version 2. **The International Journal of Life Cycle Assessment**, 21 set. 2016. v. 21, n. 9, p. 1269–1281. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s11367-016-1109-6>>.

STF. No TitlePIS/Cofins: STF mantém suspensão de decisões que afastam novas alíquotas sobre receitas financeiras. 2023. Disponível em: <<https://bit.ly/41A1Xrn>>. Acesso em: 6 dez. 2023.

STOECKER, W. **Industrial Refrigeration Handbook**. New York: McGraw-Hill, 1998.

SULAIMAN, A. Y. *et al.* Thermodynamic analysis of subcritical High-Temperature heat pump using low GWP Refrigerants: A theoretical evaluation. **Energy Conversion and Management**, 2022. v. 268, p. 116034.

SURESH KUMAR, N.; CHANDRA BABU NAIDU, K. A review on perovskite solar cells (PSCs), materials and applications. **Journal of Materiomics**, 2021. v. 7, n. 5, p. 940–956.

TÁVORA, L. A interiorização da inovação em Pernambuco: o ProAPL e o fortalecimento dos Territórios Inovadores. **REVISTA INOVAÇÃO E DESENVOLVIMENTO**, 2021. v. 3, p. 1–8. Disponível em: <<https://revistainovacao.facepe.br/index.php/revistaFacepe/article/download/71/85>>.

TORQUATO, I. A. Et Al. Avaliação da produção de biogás dos dejetos de bovinos, enriquecido com palma forrageira sob diferentes níveis de ureia. [S.l.]: [s.n.], 2023.

UNIVERSITY OF MICHIGAN. Photovoltaic Energy Factsheet. **Center for Sustainable Systems**, 2024. Disponível em: <<https://css.umich.edu/publications/factsheets/energy/photovoltaic-energy-factsheet>>. Acesso em: 12 fev. 2024.

VIEREN, E. *et al.* The thermodynamic potential of high-temperature transcritical heat pump cycles for industrial processes with large temperature glides. **Applied Thermal Engineering**, 2023. v. 234.

WANG, W. *et al.* Field test investigation of a double-stage coupled heat pumps heating system for cold regions. **International Journal of Refrigeration**, ago. 2005. v. 28, n. 5, p. 672–679. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700705000204>>.

WERNET, G. *et al.* The ecoinvent database version 3 (part I): overview and methodology. **The International Journal of Life Cycle Assessment**, 21 set. 2016. v. 21, n. 9, p. 1218–1230. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s11367-016-1087-8>>.

WEVER, L. A.; FLANAGAN, L. B.; CARLSON, P. J. Seasonal and interannual variation in evapotranspiration, energy balance and surface conductance in a northern temperate grassland. **Agricultural and Forest Meteorology**, 2002. v. 112, n. 1, p. 31–49.

WOHLFARTH, R.; KOHAN, A. L. Mechanical Temperature Devices. **Boiler Operator's Guide**. 5. ed. [S.l.]: [s.n.], 2021.

WU, Z. *et al.* Performance analysis and multi-objective optimization of the high-temperature cascade heat pump system. **Energy**, maio. 2021. v. 223, p. 120097. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544221003467>>.

WYLEN, G. VAN; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. [S.l.]: [s.n.], 1994.

XIMENES, LUCIANO FEIJÃO; SOARES, K. R. Agropecuária: Lácteos. 2023.

XIMENES, L. F. Lácteos. 2021.

XU, L. *et al.* An experimental energy performance investigation and economic analysis on a cascade heat pump for high-temperature water in cold region. **Renewable Energy**, jun. 2020. v. 152, p. 674–683. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120301269>>.

XU, Z. Y. *et al.* Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat. **Energy Conversion and Management**, set. 2020. v. 220, p. 113072. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890420306166>>.

YAO, J. *et al.* Theoretical analysis on efficiency factor of direct expansion PVT module for heat pump application. **Solar Energy**, 2020. v. 206, p. 677–694.

YUNUS, C.; GHAJAR, A. **Heat and mass: fundamentals and applications**. [S.l.]: [s.n.], 2020.

ZEILERBAUER, L. *et al.* Life cycle assessment and shadow cost of steam produced by an industrial-sized high-temperature heat pump. **Sustainable Production and Consumption**, set. 2023. v. 40, p. 48–62. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352550923001483>>.

ZHANG, X.; WANG, R. Z.; XU, Z. Y. Air-source hybrid absorption-compression heat pumps with three-stage thermal coupling configuration for temperature lift over 150 °C. **Energy Conversion and Management**, nov. 2022. v. 271, p. 116304. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890422010822>>.

ZHANG, Xiaofeng *et al.* A seasonal biomass-driven multi-generation system integrated with PV/T and GSHP: Adjustable performance assessment. **Applied Thermal Engineering**, 2022a. v. 207.

_____ *et al.* A seasonal biomass-driven multi-generation system integrated with PV/T and GSHP: Adjustable performance assessment. **Applied Thermal Engineering**, maio. 2022b. v. 207, p. 118214. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431122001764>>.

ZHAO, Xiaoshuang *et al.* Simultaneous optimization of working fluid and temperature matching for heat pump assisted geothermal cascade heating system. **Case Studies in Thermal Engineering**, jan. 2023. v. 41, p. 102685. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214157X22009224>>.

ZHAO, Z. *et al.* Comparative study on performance and applicability of high temperature water steam producing systems with waste heat recovery. **Case Studies in Thermal Engineering**, dez. 2021. v. 28, p. 101622. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214157X21007851>>.

ZHOU, J. *et al.* Theoretical and experimental study of a novel solar indirect-expansion heat pump system employing mini channel PV/T and thermal panels. **Renewable Energy**, 2020. v. 151, p. 674–686.

_____ *et al.* Indirect expansion solar assisted heat pump system: A review. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, out. 2022. v. 53, p. 102409. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2213138822004611>>.

ZOHRI, M. *et al.* Performance Review of Solar-Assisted Heat Pump Systems Using Solar Collectors, PV, and PVT Technologies. **International Journal of Heat and Technology**, 30 jun. 2023. v. 41, n. 3, p. 657–665. Disponível em: <<https://iieta.org/journals/ijht/paper/10.18280/ijht.410318>>.

ZOU, H. *et al.* Temperature stage matching and experimental investigation of high-temperature cascade heat pump with vapor injection. **Energy**, dez. 2020. v. 212, p. 118734. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544220318417>>.

APÊNDICE A – Software TRNSYS

Os sistemas modelados no TRNSYS® são formados por módulos chamados de Types, que são modelados matematicamente para simular o comportamento de um componente específico em um sistema energético (BANI YOUNES; ABU SHABAN; ALTORK, 2023; BAWAZIR; FRIEDRICH, 2022; LI, Hong; SUN, Liangliang; ZHANG, Yonggui, 2014). O type 1, por exemplo, representa coletores solares térmicos de placa plana, de modo que a sua equação geral para determinação da eficiência térmica é obtida a partir da equação de Hottel-Whillier (DUFFIE; BECKMAN, 2013), de acordo com a Equação (53):

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_u}{I_t \cdot A_c} \therefore \eta_{col} = F_r(\tau\alpha)_n - F_r U_L \cdot \frac{(T_i - T_{amb})}{I_t} \quad (53)$$

Na qual: η_{col} é a eficiência térmica do coletor solar (%), $\dot{Q}_u$ é a taxa de ganho de energia útil pelo fluido do coletor solar (W), I_t é a irradiância solar total na superfície de coleta em um determinado instante de tempo (W/m²), A_c é a área da superfície de coleta (m²), T_i é a temperatura de entrada do fluido no coletor (°C), $F_r(\tau\alpha)_n$ é o produto transmitância-absorbância óptica e o fator de eficiência do coletor (%) e $F_r U_L$ é o produto do coeficiente global de perdas térmicas e o fator de eficiência do coletor (W/m².°C).

Esses dois últimos parâmetros são característicos da curva de desempenho térmico de um coletor solar, no qual $F_r U_L$ representa a inclinação da curva e o $F_r(\tau\alpha)_n$ representa o intercepto da curva. Tais parâmetros são determinados a partir de testes padronizados realizados nos coletores solares e são fundamentais para avaliar e comparar o desempenho desses dispositivos.

Na sua modelagem, os *types* são conectados entre si para endereçar as informações. A Tabela 17 apresenta um resumo dos componentes utilizados nas configurações propostas e dos elementos utilizados na ferramenta de simulação.

Tabela 17 – Lista dos componentes (Types) utilizados nas simulações em TRNSYS®

Componentes dos sistemas	Elementos do TRNSYS	Descrição
--------------------------	---------------------	-----------

Leitura e processamento de dados meteorológicos	Type 15-6	Arquivo Meteonorm® (TMY2) para a localização e condições do clima do município de Garanhuns/PE.
Coletor solar de placa plana	Type 73	Fator de eficiência do coletor 0,68; coeficiente de perda de 5,97 kJ/h.m².K; inclinação de 18° e ângulo azimute de 0°.
Bomba de água	Type 114	Type 114 (recirculação); Type 114-2 (rede); Type 114-3 (circuito da torre de resfriamento). Taxa de fluxo de 50 kg/h.m², 400 kg/h e 3300 kg/h, respectivamente.
Controlador	Type 2b	O controlador permanecerá desligado até que a temperatura monitorada caia abaixo da temperatura limite de corte.
Tanque de armazenamento de água	Type 4a	Volume do tanque de armazenamento é 75 l/m².
Tempo de duração do processo de fabricação	Type 14h	Type 14h (todo processo: 2h10min); Type 14h-2 (etapa de aquecimento: 1 h); Type 14h-3 (etapa de resfriamento: 40min). Valor da função (0 para <i>OFF</i> e 1 para <i>ON</i>) durante o período de tempo desejado.
Aquecedor auxiliar	Type 6	A temperatura desejada é ajustada em 85°C para a temperatura de regeneração da taxa de aquecimento máxima de sílica-gel é de 13 kW.
Termostato	Type 108	Acionado quando a temperatura a ser monitorada está abaixo da desejada (85°C) é aquela em que o aquecimento auxiliar é comandado.
Válvula desviadora de fluxo	Type 11f	O sinal de controle de entrada define a posição de um amortecedor controlando a relação de abertura da válvula para cada saída de fluido (0 aciona apenas o processo de resfriamento e 1 aciona apenas o processo de aquecimento).
Chiller de adsorção	Type 909	O sistema convencional de resfriamento por adsorção usando o par sílica-gel/água. A capacidade nominal é de 10 kW e a temperatura do setpoint da água gelada é de 6°C.
Fluxo de carga térmica	Type 682	Fluxo de carga térmica para o processo de resfriamento 6,5 kW.
Torre de resfriamento	Type 510	Para o condensador. A potência nominal do ventilador é de 1,5 kW.
Trocador de calor de contra fluxo	Type 5b	A vazão do lado da carga e o coeficiente de transferência de calor geral do trocador são determinados de acordo com a integração da modelagem BC de compressão em Python®, da temperatura de entrada e da taxa de fluxo do lado da fonte.

BC de compressão de vapor	Type 3157	O componente chama um módulo Python® implementado em um arquivo localizado no mesmo diretório que o arquivo de entrada TRNSYS® no tempo de execução. Este módulo representa a modelagem do sistema HP de compressão (GUIMARÃES, L.; DUTRA, E.; GÓMEZ MALAGÓN, 2022).
Válvula misturadora de fluxo	Type 11h	Esta válvula foi utilizada para garantir a saída de um único fluxo a partir de dois circuitos de fluidos com entradas e tempos de acionamento diferentes. Ela também pode ser usado para misturar dois fluxos de líquido de entrada em um único fluxo de saída.
Integrador periódico	Type 55	Tipo 55 (todo o processo: 2 h 10 min); Tipo 55-2 (resfriamento: 40 min); Tipo 55-3 (processo de aquecimento: 1 h). Esse componente calcula a média de uma série de entradas em um intervalo de períodos de tempo especificado pelo usuário. Além disso, o componente calcula a soma de uma entrada no mesmo intervalo de tempo especificado (11:00 a 13:10).
Impressora	Type 25c	Tipo 25c (temperatura); Tipo 25c-2 (energia). Esse componente é usado para imprimir variáveis de saída selecionadas do sistema em intervalos de tempo especificados.
Plotadora online	Type 65d	Esse componente é usado para exibir variáveis de sistema selecionadas à medida que a simulação progride. Além disso, é altamente recomendado e amplamente utilizado, pois fornece informações sobre as variáveis e permite que os usuários vejam imediatamente se o sistema não está funcionando como desejado.

Fonte: A Autora (2023)