



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DÉBORA CARLA SILVA MÓL

**ANÁLISE TERMoeCONÔMICA DE UM SISTEMA
DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA QUE
UTILIZA R744, EJETOR E ENERGIA SOLAR**

Belo Horizonte
2023

Débora Carla Silva Mól

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA
QUE UTILIZA R744, EJETOR E ENERGIA SOLAR**

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

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Coorientador: Prof. Dr. Ralney Nogueira de Faria

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2023

M717a Mól, Débora Carla Silva
Análise termoeconômica de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza R744, ejetor e energia solar / Débora Carla Silva Mól. – 2023.
129 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.
Orientador: Paulo Eduardo Lopes Barbieri.
Coorientador: Ralney Nogueira de Faria.
Banca Examinadora: Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Ralney Nogueira de Faria, Tiago de Freitas Paulino e Raphael Nunes de Oliveira.
Bibliografia: f. 121-129.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Refrigeração – Teses. 2. Ejetores (propulsão a jato) – Teses. 3. Aquecimento global – Teses. 4. Mecânica dos fluidos – Teses. 5. Energia solar – Teses. I. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. II. Faria, Ralney Nogueira de. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 621.564

Débora Carla Silva Mól

**ANÁLISE TERMoeconômica de um sistema de refrigeração em cascata
que utiliza R744, ejetor e energia solar.**

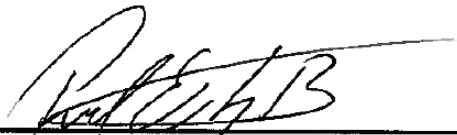
Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação
em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação
Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para
a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 24/11/2023

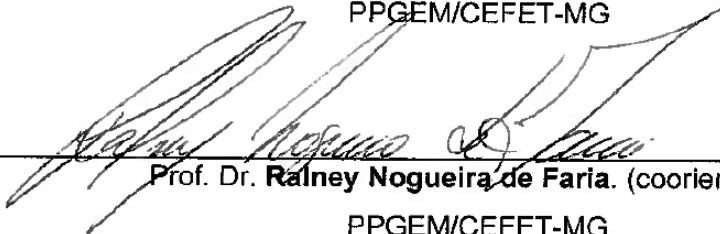
Resultado: **APROVADA**

Banca Examinadora:



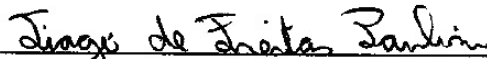
Prof. Dr. **Paulo Eduardo Lopes Barbieri** (orientador)

PPGEM/CEFET-MG



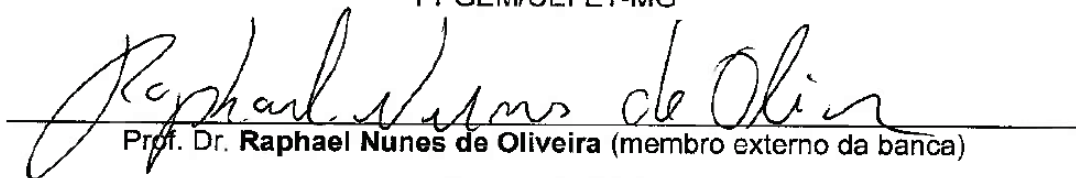
Prof. Dr. **Ralney Nogueira de Faria** (coorientador)

PPGEM/CEFET-MG



Prof. Dr. **Tiago de Freitas Paulino** (membro interno da banca)

PPGEM/CEFET-MG



Prof. Dr. **Raphael Nunes de Oliveira** (membro externo da banca)

DEMEC/UFMG

*Dedico à minha família pelo apoio incondicional
em todas as etapas da minha vida.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Deus pela minha vida e por me dar saúde, força e coragem para seguir os meus sonhos.

Agradeço aos meus pais, Antonio Carlos Teixeira Mól e Delma de Fátima Silva Mól, por me incentivarem e me darem todo suporte e amor durante essa jornada, em especial, à minha querida mãe (*in memoriam*) que dedicou sua vida às filhas e que sempre foi a maior admiradora de minhas conquistas e que partiu sabendo que deixou o seu legado.

Aos amigos que sempre me incentivaram e não me deixaram desistir.

À minha irmã, Bárbara, pelo apoio e incentivo durante todo o mestrado.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri, por toda paciência, disponibilidade e ensinamentos valiosos durante todo o programa.

A todos os professores e colegas do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica que contribuíram para conclusão deste curso de mestrado.

À CAPES pelo incentivo financeiro.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais pelo seu corpo docente de excelência e por toda estrutura disponibilizada.

RESUMO

Este trabalho analisou de forma ambiental e termoeconômica um Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores (SRCE), que atua com energia solar e utiliza o R744 nos ciclos de baixa e média temperatura, operando de forma subcrítica, além do R600a, R1233zd(E) e o R141b avaliados no ciclo de alta temperatura. O modelo matemático foi implementado no *software Engineering Equation Solver*, considerando alguns parâmetros de entrada principais como, temperaturas do espaço de média e baixa temperatura, e valores de eficiência dos ejtores. Com isso, os resultados foram gerados considerando que para cada fluido refrigerante utilizado no ciclo de alta temperatura, os fluxos solares foram variados, assim como a área dos coletores, a temperaturas do gerador e a temperatura ambiente. A partir da simulação, observou-se que em temperaturas do ambiente mais baixas e temperaturas do gerador mais elevadas, o impacto ambiental medido pela parcela indireta do *Total Equivalent Warming Impact*, bem como o custo foram reduzidos, além dos melhores resultados do coeficiente de desempenho terem sido encontrados, destacando o R1233zd(E). O custo total otimizado apresentou uma redução de 48% por ano para o R1233zd(E) em relação à simulação, com um coeficiente de desempenho igual a 0,44. Portanto, aliando o desempenho termodinâmico, a questão ambiental e os custos, o R1233zd(E) apresentou as melhores características para operar no ciclo de alta temperatura do SRCE.

Palavras-chave: Sistema de refrigeração. Ejetor. Baixo GWP. Fluidos refrigerantes. Energia Solar.

ABSTRACT

This work analyzed the environmental and thermoeconomic aspects of a Cascade Refrigeration System with Ejectors (SRCE), which operates with solar energy and uses R744 in the low and medium temperature cycles, operating subcritically, in addition to R600a, R1233zd(E) and R141b evaluated in the high temperature cycle. The mathematical model was implemented in the Engineering Equation Solver (EES) software, considering some main input parameters such as medium and low temperature space temperatures, and ejector efficiency values. Thus, the results were generated considering that for each refrigerant used in the high temperature cycle, the solar irradiation were varied, as well as the collector area, the generator temperatures and the ambient temperature. From the simulation, it was observed that at lower ambient temperatures and higher generator temperatures, the environmental impact measured by the indirect portion of the Total Equivalent Warming Impact and the total cost were reduced, in addition to the best results of the coefficient of performance being found for R1233zd(E). The optimized total cost showed a reduction of 48% per year for R1233zd(E) in relation to the simulation, with a coefficient of performance of 0.44. Therefore, combining thermodynamic performance, environmental issues and costs, the R1233zd(E) had the best characteristics for operating in the high temperature cycle of SRCE applied.

Keywords: Refrigeration Systems. Ejectors. Low-GWP. Refrigerant. Solar energy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Sistema de refrigeração em cascata.....	29
Figura 2 - Sistemas de refrigeração: a) expansão direta com multicompressores e b) um sistema cascata simples.....	31
Figura 3 - Sistemas em cascata com dois evaporadores (R404A/CO ₂).....	32
Figura 4 - Esquema de um sistema de refrigeração tipo cascata com dois estágios.....	33
Figura 7 - Representação esquemática de um ejetor e dos perfis de velocidade e pressão	37
Figura 8 - Esquema de um sistema de refrigeração com ejetor.....	37
Figura 9 - Esquema de um sistema de refrigeração de expansão com ejetor	38
Figura 10 - a) Ejetor de Mistura a pressão constante e b) ejetor de mistura a área constante.	39
Figura 11 – Modos de operação de um ejetor.....	43
Figura 12 – Sistema de refrigeração com ejetor a) esquema e b) diagrama pressão-entalpia.	45
Figura 13 - Sistema de refrigeração expansão com ejetor com compressor <i>Booster</i>	47
Figura 14 - Esquema dos sistemas a) BDRC, b) SERC e c) DERC.	48
Figura 15 - Sistema cascata transcrito de expansão com ejetor.	50
Figura 16 - Sistema de refrigeração em cascata com dois ejetores.....	52
Figura 17 - Representação de um sistema de refrigeração em cascata com dois ejetores..	53
Figura 18 - Sistema de refrigeração em cascata de absorção - compressão acionado por energia solar.....	57
Figura 19 - Esquema de sistema de refrigeração cascata com ejetor e energia solar.....	59
Figura 20 - Esquema do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores	61
Figura 21 - Esquema dos fluxos nos ejetores	65
Figura 22 - Fluxograma dos parâmetros variados na simulação.....	82
Figura 23 - Variação de ω em relação a temperatura do gerador proposto por Chen et al. (2014) e calculado	90
Figura 24 - Coeficiente de desempenho dos refrigerantes R1233zd(E), R600a e R141b ...	94
Figura 25 - Variação do SCOP em relação à temperatura ambiente para o R1233zd(E) e fluxo solar (G_T) de 1.000 W/m ²	95
Figura 26 - Variação do SCOP máximo de cada refrigerante em relação à temperatura ambiente para G_T de 1.000 W/m ²	95
Figura 27 - Comparação da exergia destruída no SRCE e circuitos dos refrigerantes.....	96
Figura 28 - Comparação da exergia destruída nos componentes do circuito de alta temperatura	98
Figura 29 – Comparação da exergia destruída nos componentes do circuito de baixa temperatura	99
Figura 30 – Comparação da exergia destruída nos componentes do ciclo coletor solar	100
Figura 31 - Exergia total destruída no SRCE em relação as áreas do coletor solar para diferentes fluxos solares.....	101
Figura 32 - TEWI indireto em relação a área do coletor solar para cada fluido analisado operando com $T_{GER}= 105\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{AMB}= 25^{\circ}\text{C}$	107
Figura 33 - TEWI indireto em relação a área do coletor solar para cada fluido analisado operando com $T_{GER}= 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{AMB}= 35^{\circ}\text{C}$	108
Figura 34 - Custo total anual em relação à área do coletor para $T_{AMB}= 25\text{ }^{\circ}\text{C}$	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resumo dos sistemas de refrigeração em cascata	35
Tabela 2 – Resumo dos sistemas de refrigeração em cascata com ejetor	55
Tabela 3 - Parâmetros termodinâmicos de entrada para o SRCE.	79
Tabela 4 – Eficiência dos ejetores.....	81
Tabela 5 – Propriedades dos fluidos de trabalho	82
Tabela 6 – Parâmetros de entrada	83
Tabela 7 – Características do custo para o SRCE	84
Tabela 8 - Parâmetros de entrada para validação do modelo matemático para o ciclo de baixa temperatura do SRCE.....	87
Tabela 9 - Comparativo dos resultados do ciclo de baixa temperatura e de Li et al. (2014). 88	
Tabela 10 - Parâmetros de entrada para validação do modelo matemático para o ciclo alta temperatura do SRCE	89
Tabela 11 - Validação dos resultados calculados com os de Chen et al. (2014).....	89
Tabela 12 - Parâmetros de entrada de Bellos; Tzivanidis (2017) para validação do modelo do ciclo de alta temperatura do SRCE	91
Tabela 13 – Validação dos resultados calculados com os de Bellos; Tzivanidis (2017).....	91
Tabela 14 - Comportamento do COP em relação aos parâmetros de entrada	92
Tabela 15 – Resultado dos parâmetros desconsiderando o uso da energia solar.....	102
Tabela 16 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ para o R1233zd(E)	103
Tabela 17 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ para o R600a	104
Tabela 18 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ para o R141b.....	105
Tabela 19 – Variação do $TEWI_{IND}$ em relação às temperaturas de operação.....	106
Tabela 20 - Resultado dos custos anuais para o R1233zd(E) e R600a.....	109
Tabela 21 - Parâmetros de entrada para otimização	112
Tabela 22 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R1233zd(E).....	112
Tabela 23 - Resultado dos parâmetros obtidos através da otimização do custo total anual para o R1233zd(E)	113
Tabela 24 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R600a	114
Tabela 25 - Resultado dos parâmetros obtidos através da otimização do custo total anual para o R600a	115
Tabela 26 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R1233zd(E) com T_{GER} fixado ...	116

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Classificação dos níveis de GWP_{100}	22
Quadro 2 - Cenário geral do uso de fluidos refrigerantes em função das aplicações	26
Quadro 3 – Classificação dos diferentes tipos de ejetores.....	41
Quadro 4 – Classificação dos diferentes tipos de ejetores.....	44

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AT – Alta temperatura

AR – Razão de área

BDRC – Ciclo de Refrigeração Básico Dupla temperatura

BT – Baixa Temperatura

CFC – Clorofluorcarbonos

CAM – Mistura a área constante

CO₂ – Dióxido de Carbono

COP – Coeficiente de Desempenho

CH₄ - Metano

CPM – Mistura a pressão constante

CRO – Ciclo Rankine Orgânico

CuO – Óxido de cobre

DEAT – Dispositivo de Expansão de Alta Temperatura

DEBT – Dispositivo de Expansão de Baixa Temperatura

DERC – Ciclo de Refrigeração Cascata com Dois Ejetores

EERS - Sistema de refrigeração de expansão com ejedor

EES – *Engineering Equation Solver*

ERS - Sistema de refrigeração com ejedor

ETC – Coletor solar de Tubos Evacuados

GWP – *Global Warning Potential*

H₂O - Água

HC - Hidrocarbonetos

HCFC – Hidroclorofluorcarbonos

HFC – Hidrofluorcarbonos

HFO – Hidrofluorolefinas

LiBr – Brometo de Lítio

MT – Média Temperatura

NH₃ – Amônia

ODP – *Ozone Depletion Potential*

PAG - Potencial de aquecimento global

PCI – Poder Calorífico Inferior

PDO - Potencial de Destruição da Camada de Ozônio

PLR – Razão de aumento de pressão

PTC – Parabolic Trough Collector (Calha Parabólica)

rp1 – razão de pressão do compressor de baixa temperatura

SCOP – Coeficiente de Desempenho Solar

SERC – Ciclo de Refrigeração Ejetor único

SHX – Trocador de Calor de Linha de Sucção

SRC – Sistema de Refrigeração Cascata

SRCE – Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores

SRED - Sistema de Refrigeração de Expansão Direta

TEWI – *Total Equivalent Warming Impact*

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Temperatura	[°C] ou [K]
ω	Razão de arraste	-
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
P	Pressão	[kPa]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	[kW]
$\dot{W}$	Potência	[kW]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
η	Eficiência	-
v	Volume específico	[m ³ /kg]
ΔP	Perda de carga	[kPa]
V	Velocidade do fluxo	[m/s]
ΔT	Diferença de temperatura	[K]
A	Área	[m ²]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
S	Entropia específica	[J/K]
X	Título	-
G_T	Irradiância Solar total no plano coletor	[W/m ²]
c_p	Calor específico	[J/kg]
U_T	Coeficiente global de perda térmica do tanque	[W/m ² K]
D	Diâmetro do tanque	[m]
L	Altura do tanque	[m]

Vol	Volume	[m ³]
$\dot{E}x_D$	Taxa de exergia destruída	[W]
T_0	Temperatura no estado morto	[K]
ex	Exergia específica de fluxo	[kJ/kg]
$\dot{S}_{ger}$	Taxa de entropia gerada	[kJ/kg]
M	Massa de fluido refrigerante	[kg]
L_{anual}	Massa anual de fluido refrigerante perdida por vazamento	[ton]
n	Vida útil do sistema	anos
$\alpha_{recicla}$	Percentual de reciclagem do fluido refrigerante	%
E_{anual}	Consumo total de energia do sistema	kWh
λ_{CO_2}	Taxa de emissão de CO ₂ por kWh da energia consumida	[kg/kW h]
C	Custos	US\$
t	Tempo de operação	h

SÍMBOLOS SUBSCRITOS

amb	ambiente
cond	condensador
evap	evaporador
e	entrada
s	saída
BT	baixa temperatura
MT	média temperatura
c ou comp	compressor
B1	bomba 1
B2	bomba 2
casc	cascata
ger	gerador
VV	vapor-vapor
LV	líquido-vapor
sf	bocal secundário
pf	bocal primário
mf	fluxo misto
eq	equivalente
D	difusor
col	coletor
u	útil
combus	combustão
aq	aquecedor
aux	auxiliar
cam	câmara

comb

SL

resv

cs

T

ele

opera

combustível

separador de líquido

reservatório

coletor solar

tanque

elétrico

operação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Objetivos	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Seleção dos fluidos refrigerantes	21
2.1.1	Dióxido de carbono (R744)	27
2.2	Sistemas de refrigeração do tipo cascata	29
2.3	Ejetores	36
2.4	Sistemas de refrigeração em cascata com ejetor	49
2.5	Energia solar aplicada a refrigeração	56
3	MODELO MATEMÁTICO	60
3.1	Modelo energético do SRCE	60
3.2	Modelo para os ejtores	65
3.2.1	Modelo ejetor vapor-vapor	66
3.2.2	Modelo ejetor líquido-vapor	68
3.3	Modelo Ciclo Coletor Solar	70
3.3.1	Modelo Aquecedor Auxiliar	72
3.4	Modelo exergético do SRCE	73
3.5	Modelo ambiental e econômico do SRCE	77
4	METODOLOGIA	79
4.1	Determinação dos Estados Termodinâmicos do SRCE	84
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	87
5.1	Validação dos modelos	87
5.2	Discussão dos resultados para o SRCE	91
5.2.1	Análise termodinâmica e solar	92
5.2.2	Análise econômica e ambiental	106
5.2.2.1	Análise ambiental	106
5.2.2.2	Análise econômica	108
5.2.3	Otimização dos custos	111
6	CONCLUSÕES	118
6.1	Sugestões para trabalhos futuros	120
	REFERÊNCIAS	121

1 INTRODUÇÃO

A maioria das atividades humanas demandam uso de energia, cujo consumo vem aumentando nas últimas décadas de acordo com BP Statistical Review of World Energy (2021). Segundo Bellos; Tzivanidis (2017) este aumento no consumo de energia é devido ao desenvolvimento da sociedade com o objetivo de atender ao nosso estilo de vida, porém com este aumento do consumo de energia (utilização de combustíveis fósseis) também se aumentou a degradação do meio ambiente, acarretando um aumento de emissão de dióxido de carbono (CO_2) e uma aceleração do aquecimento global.

Outro aspecto relatado no BP Statistical Review of World Energy (2021) é que apesar da pandemia de COVID-19 causar um forte impacto no mercado mundial de energia no ano de 2020, houve um crescimento na utilização de energias renováveis de cerca de 9,7%, com destaque para a energia eólica e solar.

No cenário nacional, segundo o Balanço Energético Nacional 2021 (BEN) divulgado pela a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) para o ano base de 2020 no Brasil, as fontes renováveis representam 84,8% da oferta interna de eletricidade no Brasil (BEN, 2021).

Dentre o crescimento da demanda por energia destaca-se aquela utilizada para aquecimento, ventilação, condicionamento de ar e refrigeração nos setores residencial e de serviços, que segundo Mwesigye; Dworkin (2018) são responsáveis por cerca de 40% do consumo total de energia primária nos países desenvolvidos, dentre os quais, de acordo com Gullo; Hafner; et al. (2018), os supermercados são responsáveis por 3% a 4%. Minea (2010) estima que, aproximadamente, 50% deste consumo está associado aos sistemas de refrigeração, os quais são utilizados para manter as condições necessárias para a conservação dos produtos nos expositores e nas câmaras frias.

No Brasil, de acordo com os estudos da Associação Brasileira das Empresas de Serviços de Conservação de Energia (ABESCO), constatou-se que o sistema de refrigeração é responsável por 25 a 50% do consumo de energia elétrica de um supermercado (REVISTA ABRAVA, 2016).

Dessa forma, de acordo com Sanaye et al. (2019) e Tsimpoukis et al. (2021), o estudo de tecnologias e estratégias que busquem a redução do consumo de energia dos sistemas de refrigeração é de vital importância, uma vez que a redução do consumo de eletricidade de sistemas de refrigeração por compressão de vapor implica na redução no consumo de

combustíveis fósseis para geração de eletricidade assim como, na redução das emissões de gases do efeito estufa.

Outra estratégia que reduz o consumo de energia e as emissões, segundo Sanaye et al. (2019) é a implementação de sistemas de refrigeração que utilizem como principal fonte de energia o calor, seja este proveniente de um rejeito térmico de um processo industrial ou de uma fonte renovável como a energia solar. Dentre estes sistemas podem-se citar os ciclos de absorção, adsorção e ejetor.

Além da redução do consumo de energia por parte dos sistemas de refrigeração nos supermercados, outro fator que merece destaque é a utilização de fluidos refrigerantes que não afetem a camada de ozônio e não contribuam para o efeito estufa. Assim, deve-se ressaltar que uma continua busca por fluidos refrigerantes alternativos, ou até mesmo dizer, naturais, os quais não apresentem interações químicas com o ozônio e possuam baixo, ou nenhum, potencial de aquecimento global se faz necessário devido a gama de aplicações que estes possuem para o bem estar e conforto da sociedade (SILVA, 2011).

Ao se tratar da melhoria de desempenho dos sistemas de refrigeração utilizados em supermercados chega-se em sistemas de refrigeração em cascata, que operam em ciclos que necessitam trabalhar em amplas faixas de temperatura, usando dois fluidos refrigerantes. Segundo Aghazadeh Dokandari et al. (2014) eles são comumente aplicados com dois estágios e apresentando coeficiente de desempenho (COP) maior que ciclos convencionais de refrigeração. Esse sistema sendo aplicado com fluidos naturais, como CO_2 e amônia (NH_3) tem sido alvo de diversos estudos e de acordo com Lage et al. (2011), gerando menor impacto ambiental e menor consumo de energia.

Além disso, segundo Deng et al. (2007), ao se introduzir um ejetor, dispositivo que atua recuperando as perdas ocorridas no processo expansão, em um ciclo de compressão de vapor que opera de forma transcritical com CO_2 existe um aumento de até 22% no COP em relação àquele sem ejetor nas mesmas condições de trabalho. Conforme Besagni et al. (2016), o ejetor é um componente simples no qual um fluido primário entra pelo bocal, é acelerado arrastando um fluido secundário, os dois fluxos se misturam e o difusor comprime esse fluxo, além disso ele não possui partes móveis e é uma alternativa promissora para sistemas de refrigeração atuais que visam principalmente a redução do consumo de energia e diminuir as perdas geradas pelas válvulas de expansão.

Neste contexto, sistemas de refrigeração que utilizem de tecnologias e estratégias para a melhoria do desempenho, que incluam o uso de fontes renováveis de energia e operem com

fluidos refrigerantes naturais se tornam uma alternativa para redução do consumo de energia e do impacto ambiental.

1.1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo realizar uma análise termoeconômica de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza ejedor, energia solar e fluidos refrigerantes de reduzido GWP avaliando seu desempenho energético, exergético e seus custos de operação e ambiental.

Os objetivos específicos são:

1. Elaborar um modelo matemático para simulação termoeconômica e ambiental de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza ejedor, energia solar e fluidos refrigerantes com reduzido GWP;
2. Validar os resultados de acordo com a literatura.
3. Avaliar energética e exergéticamente o desempenho do ciclo proposto;
4. Investigar a influência das condições de operação sobre a irreversibilidade e o custo do ciclo;
5. Realizar uma otimização do custo total anual dos fluidos com melhores desempenho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a fundamentação teórica e a revisão bibliográfica deste trabalho. Conceitos básicos a respeito de sistemas de refrigeração, fluidos refrigerantes, ejetores e estudos recentes com conclusões a respeito desse tema por diversos autores serão apresentados para uma melhor compreensão do assunto.

2.1 Seleção dos fluidos refrigerantes

Os sistemas de refrigeração têm impacto significativo no meio ambiente através das emissões diretas e indiretas de gases do efeito estufa. As emissões diretas ocorrem pelo vazamento do fluido refrigerante e são contabilizadas por meio do cálculo da emissão equivalente de CO₂ e as emissões indiretas ocorrem pela geração de gases de efeito estufa associados à geração e transmissão de energia elétrica. Segundo Dupont et al. (2019), no ano de 2018 as emissões diretas e indiretas associadas aos sistemas de refrigeração representavam, respectivamente, 37% e 63% das emissões equivalente de CO₂, o que corresponde a 7,8% do total das emissões de gases de efeito estufa.

De acordo com Sharma et al. (2014) o uso de sistemas em cascata usando CO₂ como refrigerante pode ser usado para reduzir o impacto ambiental direto, uma vez que uma menor carga de fluido refrigerante do tipo HFC leva a um menor risco de vazamento, já o impacto indireto pode ser minimizado com a diminuição do consumo de energia elétrica do sistema.

Este impacto ao meio ambiente causado pelos fluidos refrigerantes é avaliado utilizando-se, principalmente, os índices o **ODP** (*Ozone Depletion Potential*,) ou PDO (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio) e o **GWP** (*Global Warming Potential*) ou PAG (Potencial de aquecimento global), definidos como:

- ✓ **ODP** – É o índice que representa o efeito que substâncias têm sobre a camada de ozônio estratosférico, tais como os CFC's, Halons e os Brometos. Foi adotado como referência ODP=1 para o CFC 11 (R-11). Esse índice varia de 0 a 1 e quanto mais próximo de zero, menor o impacto na camada de ozônio.
- ✓ **GWP** - É o índice que mostra quanto uma determinada massa de um gás de efeito estufa é capaz de reter calor na atmosfera, em comparação a mesma massa de gás equivalente de CO₂. O valor do GWP é sempre calculado para um determinado período de tempo (20, 50 ou 100 anos) em função da capacidade de absorção de raios infravermelho do gás. Como referência para o cálculo é utilizado o CO₂, sendo que o

seu GWP foi estabelecido como padrão e é igual a 1. Quanto mais elevado o valor do GWP, maior o impacto sobre o aquecimento global.

O Comitê de Opções Tecnológicas para Refrigeração, Ar Condicionado e Bombas de Calor - RTOC do Protocolo de Montreal, adota a classificação apresentada no Quadro 1 como indicativa do potencial de aquecimento global dos fluidos refrigerantes (UNEP, 2014).

Quadro 1 - Classificação dos níveis de GWP₁₀₀.

GWP₁₀₀	CLASSIFICAÇÃO
<30	Ultrabaixo ou Desprezível
<100	Muito baixo
<300	Baixo
300 - 1000	Médio
>1000	Alto
>3000	Muito alto
>10000	Ultra-alto

Fonte: Adaptado de UNEP (2014).

Como o fluido refrigerante é a substância química utilizada como fluido de trabalho na maioria dos sistemas de refrigeração, ar condicionado e bomba de calor (United Nations Industrial Development Organization, 2009), ao longo da evolução tecnológica destes sistemas os fluidos refrigerantes passaram por várias gerações com períodos ligeiramente sobrepostos; no entanto, pode-se resumi-las em cinco gerações (CALM, 2012 e REBELO, 2017). Segundo Rebelo (2017), estas gerações podem ser descritas como:

- Na **primeira geração** de fluidos refrigerantes (1830 a 1930) qualquer substância disponível que produzisse refrigeração era utilizada sem preocupação com a inflamabilidade, toxicidade, destruição da camada de ozônio ou com o aquecimento global, ou seja, de uma maneira geral os fluidos refrigerantes da primeira geração eram líquidos voláteis já conhecidos e usados em aplicações industriais não ligadas à geração de frio. Esta geração perdurou durante cem anos iniciando-se com a refrigeração de compressão de vapor proposta Jacob Perkins na década de 1830. Alguns dos primeiros fluidos desta geração são: amônia, dióxido de carbono, hidrocarbonetos (propano e isobutano) (REBELO, 2017).

- A **segunda geração** (1931-1990) foi usada por cerca de 60 anos e caracterizou-se por mudança da constituição dos fluidos refrigerante, predominando os fluorados; o objetivo principal desta geração era a melhoria da eficiência, segurança, durabilidade do fluido e dos equipamentos. Nesta geração destacam-se os trabalhos de Thomas Midgley e seus associados Albert L. Henne e Robert R. McNary que culminaram com a produção comercial dos primeiros clorofluorcarbonos (CFC's), ou seja, em 1931 com a produção do R12, em 1932 com a produção do R11. Posteriormente, na década de 1950, os hidroclorofluorcarbonos (HCFC's), especialmente o R22 dominaram o mercado de fluidos refrigerantes aplicados em aparelhos de ar condicionado residenciais e comerciais de pequeno porte. A amônia continuou como o refrigerante mais popular em grandes sistemas de refrigeração industrial e permanece até hoje (REBELO, 2017).
- A **terceira geração** (1990-2010) tem foco na proteção da camada ozônio estratosférico a qual foi iniciada pela criação do Protocolo de Montreal que entrou em vigor em 1 de janeiro de 1989. Segundo Souza; Bandarra Filho (2011) os acordos mundiais como Protocolo de Montreal (1987) e Kyoto (1997), estabeleceram condições de utilização e restrições quanto ao uso dos compostos químicos clorofluorcarbonetos (CFC's), hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's) e hidrofluorcarbonetos (HFC's) como fluidos refrigerantes, pois tais substâncias contribuem tanto para a destruição da camada de ozônio, quanto para o agravamento do efeito estufa. Consequentemente, é necessário a redução e comercialização dessas substâncias para interromper as mudanças climáticas, além de modificações e adequações nos equipamentos (OJEDA et al., 2021). Desde então a indústria de refrigeração e ar condicionado têm enfrentado o desafio de desenvolver novos equipamentos e adaptar os sistemas aos novos fluidos. Dessa forma, o Protocolo de Montreal identificou os gases que destroem a camada de ozônio, e estabeleceu um programa de eliminação progressiva dos CFC's e HCFC's, o que resultou na substituição desses fluidos pelos HFC's e suas misturas, sozinhos ou com hidrocarbonetos (HC's). Essas mudanças geraram um interesse renovado na amônia, no dióxido de carbono, nos hidrocarbonetos e na água, estes apelidados coletivamente como os "fluidos refrigerantes naturais". A partir desta geração os CFC's estão, mundialmente, banidos dos novos equipamentos, e os HCFC's, estão também em vias de deixarem de ser usados (REBELO, 2017).
- A **quarta geração** (2012 - 2020) tem como foco principal as alterações climáticas, ou seja, o aquecimento global (IPCC, 2007a e IPCC, 2007b). Nesta geração a família de fluidos refrigerantes que têm flúor com ligações insaturadas (mais do que uma ligação simples a ligar átomos de carbono adjacentes) mereceu atenção, principalmente,

aqueles que incluem três moléculas de carbono (propeno) e quatro de carbono (buteno) com uma ligação dupla (BROWN, 2009). Estes se intitulam como hidrofluorolefinas (HFO's) tais como R1234yf, hidroclorofluorolefinas (HCFO's), ou hidrobromofluorolefinas (HBFO's), os quais têm vida curta quando libertados para a atmosfera (REBELO, 2017).

- A **quinta geração** (2020,...) terá que ter em conta a eficiência e a fase de eliminação de vários fluidos refrigerantes, principalmente devido a Emenda de Kigali que entrou em vigor em 2019. Uma abordagem mais racional para os possíveis fluidos de quinta geração seria simplesmente abordar os critérios de qualificação de baixo ODP, GWP, inflamabilidade e toxicidade (WUEBBLES; CALM, 1997 e CALM; DIDION, 1998). Nesse sentido, os fluidos refrigerantes de baixo GWP tais como o R717, R744, hidrocarbonetos (HC's), as hidrofluorolefinas (HFO's), hidroclorofluorolefinas (HCFO's) e as suas misturas seja entre estes fluidos ou mesmo com fluidos tradicionais como os HFC's são alternativas aos fluidos com elevado GWP. Entretanto, encontrar o fluido refrigerante ou mistura correta para cada aplicação será um desafio (SILVA, 2011).

Dessa forma, a partir da adoção dos protocolos de Montreal (1987) e de Kyoto (1997) houve uma intensificação nas pesquisas que envolvem os fluidos naturais, na busca de soluções “verdes”, como é o caso do CO₂, uma vez que este possui baixo potencial de aquecimento global e não agride a camada de ozônio, além de reduzir o consumo de energia elétrica das instalações frigoríficas. Essas exigências levaram à extinção dos CFC's em 2010 – produção e consumo. Os países desenvolvidos reduziram a produção dos HCFC's em 75% até 2010 e em 2020 podem alcançar 99,5% (SOUZA; BANDARRA FILHO, 2011).

No caso dos países sob amparo do Artigo 5 do Protocolo de Montreal, o que inclui o Brasil, os prazos para eliminação dos HCFC's ficaram assim definidos: congelamento do consumo e produção dos HCFC's em 2013, com base no consumo médio de 2009 a 2010; redução de 10% do consumo em 2015; 35% em 2020; 67,5% em 2025; 97,5% em 2030 e eliminação completa do consumo em 2040 (LINZMAYER, 2011).

Em janeiro do ano 2019 entrou em vigor a Emenda de Kigali, elaborada para corrigir o problema decorrente do Protocolo de Montreal, ou seja, provendo uma solução devido aos gases de efeito estufa que são produzidos pelos HFC's. A Emenda de Kigali foi aprovada mundialmente por 197 países incluindo o Brasil, trazendo uma contribuição significativa para desacelerar o aquecimento global e a mudança climática, introduzindo etapas de redução global na produção e consumo dos HFC's (POLONARA et al., 2017 e OJEDA et al., 2021).

Segundo a Emenda de Kigali apud Polonara et al. (2017) 18 fluidos refrigerantes da família dos HFC's se tornaram substâncias controladas e passaram a possuir um cronograma

de substituição que se iniciou no ano de 2019 para os países desenvolvidos, enquanto que, para os países em desenvolvimento a produção e o consumo destes fluidos refrigerantes seria paralisado nos níveis do ano de 2024 e partir de então seguiriam um cronograma de redução.

Dessa forma, segundo Polonara et al. (2017), a adoção da Emenda de Kigali além de reforçar a utilização de fluidos refrigerantes de reduzido GWP, está acelerando a inovação e a pesquisa por sistemas de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor que utilizem tecnologias sustentáveis. Polonara et al. (2017) salientaram ainda que a escolha de um fluido refrigerante esta diretamente relacionada à combinação dos seguintes aspectos: eficiência energética; custos; impacto ambiental; segurança (toxicidade, inflamabilidade); regulamentações (regionais e nacionais).

Segundo Lage et al. (2011), os CFC's e os HCFC's ainda ocupam, no Brasil, um lugar de destaque ao se tratar de refrigeração de supermercados, uma vez que a maioria é composto por sistemas mais antigos. Entretanto, a busca por alternativas de refrigerantes que não utilizam cloro levou a introdução dos HFC's, no mercado de refrigeração comercial.

Entretanto, segundo Nair (2021), esses fluidos (HFC's) apesar de possuírem valor nulo de ODP, apresentam altos valores de GWP o que contribui para o aumento do efeito estufa. Dessa forma, a indústria de refrigeração tem utilizado os hidrocarbonetos (HC's) como R290 e R600a em substituição aos HFC's, porém eles são considerados inflamáveis e devem ter cuidados específicos na utilização. O autor sugere ainda, que as hidrofluorolefinas (HFO's) são os melhores fluidos para substituir os HFC's, uma vez que são eficientes e possuem baixíssimos valores de GWP.

O Quadro 2 apresentado por Polonara et al. (2017) mostra, resumidamente, o cenário geral do uso de fluidos refrigerantes em função das aplicações e as tendências para substituição. Neste quadro pode-se observar que o CO₂ já se apresenta em uso comercial em diversas aplicações e que as misturas entre refrigerantes se mostram promissoras para uso futuro em sistemas de refrigeração.

Quadro 2 - Cenário geral do uso de fluidos refrigerantes em função das aplicações

Setor	CFCs	HCFCs	HFCs	HCs	CO ₂ e Amônia	HFOs puros	HFOs mistura
Refrigeração Doméstica	R12	-	R134a	R600a	Amônia	R1234yf	R450A, R513A
Refrigeração Comercial	R12, R502	R22	R134a, R404A, R407A, R407F	R600, R290	CO ₂ Amônia	R1234yf, R1234ze(E)	R450A, R448A, R444B, R442A, R455A, R450A, R513A, R448A, R449B
Refrigeração em Transportes	-	R22	R134a, R410A R407C	R290, R1270	CO ₂	R134yf	R450A, R448A, R444B, R446A, R455A, R447A, R447B, R448A, R449A, R450A, R513A...
Refrigeração Industrial	-	R22	R134a	R1270, R290	Amônia, CO ₂	R1234yf	R450A, R444B, R455A, R446A, R447A, R447B, R448A, R449A
Bombas de Calor para aquecimento de água	-	R22	R134a	R290, R600a	Amônia, CO ₂	R1234yf, R1234ze(E)	R450A, R444B, R455A, R446A, R447A, R447B, R448A, R449A, R513A
Ar Condicionado	R12	R22	R134a, R32, R410A, R407C	R290	CO ₂	R1234yf	R450A, R444B, R455A, R446A, R447A, R447B, R448A, R449A, R513A
Chiller	R12, R11	R22, R123 R1233zd(E)	R134a, R404A, R410A, R407C	R290, R1270	Amônia, CO ₂	R1234yf, R1234ze(E)	R450A, R444B, R455A, R446A, R447A, R447B, R448A, R449A, R513A
Ar Condicionado veicular	R12	-	R134a, R410A, R407C	-	CO ₂	R1234yf	R450A, R513A

Legenda:

Laranja - Uso histórico

Azul - Usados atualmente em escala comercial

Amarelo - Uso potencial.

Fonte: Adaptado de Polonara et al. (2017).

2.1.1 Dióxido de carbono (R744)

Com base nos conhecidos efeitos ambientais negativos causados pelos refrigerantes clorofluorados e em decorrência do cronograma de redução e eliminação do consumo desses fluidos, Mendes e Sessa (2016) destacam as crescentes pesquisas acerca dos fluidos naturais uma vez que eles podem ser uma alternativa segura para a camada de ozônio e ao aquecimento global. Os autores evidenciaram as propriedades do CO₂ (R744), como a não inflamabilidade, baixa toxicidade e a grande disponibilidade no mercado. Além disso, eles mencionam que as aplicações dos sistemas com CO₂ são abrangentes, já que eles podem ser utilizados tanto para refrigeração industrial quanto para refrigeração comercial, e também para condicionamento de ambientes.

Outras vantagens desse fluido refrigerante são enfatizadas pelo Workshop – Fluidos frigoríficos alternativos para equipamentos de refrigeração comercial ocorrido em 2019 (Neto et al., 2019), como a alta capacidade frigorífica volumétrica e volume específico reduzido, o que acarreta em sistemas com equipamentos menores. Nesse estudo, também foi destacado a elevada vida útil do compressor que compõe os sistemas que empregam o CO₂, devido sua a baixa taxa de compressão.

Entretanto, alguns pontos de atenção quanto à segurança e a confiabilidade na utilização do CO₂ na refrigeração são destacados na literatura. Sendo os principais, o risco de asfixia caso haja algum tipo de vazamento em ambientes fechados, o que exige que o sistema seja bem projetado e com vedação eficiente, bem como a adequação de paredes do compressor e tubulações do sistema mais espessas devido à operação em elevadas pressões, conforme (NETO et al., 2019 e QUEIROZ, 2017).

Além disso, por possuir baixo ponto crítico, o que quer dizer temperatura e pressão críticas de 31,3 °C e 7.380 kPa respectivamente, os sistemas de refrigeração que utilizam o CO₂ sofrem com baixa eficiência, principalmente os que operam próximo ao ponto crítico. Tal fato ocorre tanto pelas altas pressões que o fluido pode atingir no processo, quanto pela ineficiência do condensador próximo ao ponto crítico, reduzindo a taxa de transferência de calor, logo o R744 não muda de fase e é somente resfriado. Assim, em um ciclo transcrito, o condensador é denominado resfriador de gás *ou gas-cooler* (MAINA; HUAN, 2015).

Uma alternativa para superar as restrições de sistemas que operam com o CO₂ próximo ao ponto crítico é empregar sistemas do tipo cascata em que o CO₂ opere abaixo desse ponto (modo subcrítico), no qual este fluido é utilizado no ciclo de baixa temperatura.

A baixa eficiência do R744 na refrigeração também é abordada por Elbel; Lawrence (2016). Para os autores, as perdas ligadas ao processo de expansão em ciclos de refrigeração por compressão de vapor com R744 são muito maiores quando comparadas àquelas com fluidos de temperatura crítica mais alta, como o R134a e R410A, já que a diferença de entalpia no evaporador para os dois últimos fluidos é maior que para o R744. Os autores reforçam que essas perdas são ainda maiores quando o ciclo opera em modo transcrito e mencionam que elas podem ser mitigadas com a introdução de um ejetor no ciclo, o que acarretaria melhora do desempenho.

Nota-se na literatura, diversos estudos acerca de tecnologias com intuito de melhorar o desempenho do sistema de refrigeração que utilizam CO₂, um exemplo é o uso de ejetores. Ojeda et al. (2021) afirmaram que o uso desse dispositivo em sistemas que operam em modo transcrito e em temperatura ambiente elevada (acima de 30°C) proporciona a redução do consumo de potência do compressor e tem como consequência o aumento do COP.

Ao analisar as aplicações dos sistemas de refrigeração que operam com CO₂ em supermercados, Zolcer Skačanová; Battesti (2019) dissertaram acerca da inserção desse fluido no mercado global de refrigeração com objetivo de substituir os HFC's. Nessa pesquisa, foi destacada a transição que o setor comercial vem sofrendo ao utilizar fluidos naturais em suas instalações em várias regiões do mundo, especialmente quando se trata de aplicações que incluem resfriamento e congelamento de alimentos. Com isso, os autores salientaram que a Europa apresentou o maior número de instalações de sistemas de refrigeração transcrito que utiliza R744 em supermercados, com um total de 16.000 lojas em 2018, seguida pelo Japão com mais de 3.530 unidades e Estados Unidos com cerca de 370, já o Brasil possui aproximadamente 10 sistemas que operam em modo transcrito com dióxido de carbono.

Os pesquisadores sugerem ainda que o valor discrepante da Europa em relações às outras regiões do mundo é uma resposta às legislações rigorosas em relação à redução do uso HFC's aplicadas no continente. Além disso, as aplicações na refrigeração industrial estão em crescimento, segundo os autores, e já vem sendo empregadas em várias regiões, em especial nos EUA e no continente Europeu.

Atualmente o Brasil possui mais de 300 sistemas de CO₂ subcrítico e 13 sistemas transcritos instalados em supermercados (NETO et al., 2019). Dentre eles, destaca-se o supermercado Verdemar em Nova Lima - MG (MAINA; HUAN, 2015).

Desse modo, é possível concluir que há um grande campo a ser explorado para implantação de sistemas de refrigeração que operam com CO₂ no Brasil, especialmente os

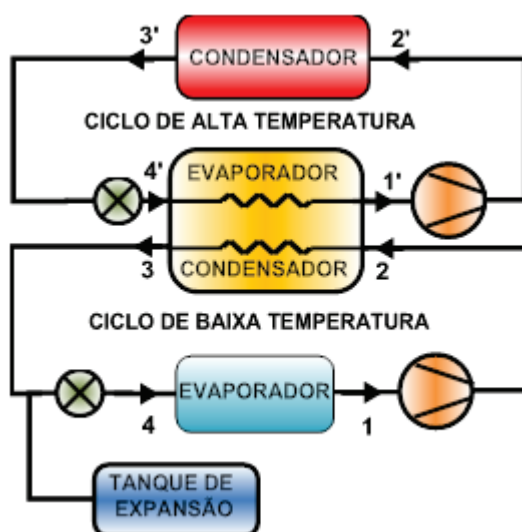
em cascata, que como visto, traz vantagens tanto em aspectos termodinâmicos quanto ambientais.

2.2 Sistemas de refrigeração do tipo cascata

Nos sistemas em que o mesmo fluido refrigerante passa pelos estágios de alta e baixa pressão, valores elevados de pressão e volume específico podem causar problemas. O volume específico do vapor de refrigerante na aspiração do compressor depende da temperatura de evaporação, que quando é muito baixa, eleva o volume específico, o que implica em um compressor de capacidade volumétrica elevada. Se um fluido refrigerante for escolhido de tal modo que a pressão de evaporação seja superior à atmosférica, a pressão de descarga pode assumir valores elevados a ponto de exigirem vasos e tubulações de paredes reforçadas. Uma solução para este problema é mostrada na Figura 1, na qual dois ciclos de refrigeração por compressão de vapor estão conectados por um trocador de calor. Este sistema que conecta dois ou mais ciclos de refrigeração, é comumente chamado de Sistemas de Refrigeração em Cascata (STOECKER; JONES, 1985).

Além disso, percebe-se pela Figura 1, que o trocador de calor que conecta os ciclos de alta e baixa temperatura funciona como um condensador para o ciclo de baixa e um evaporador para o ciclo de alta. Isso significa que esse componente é de grande importância, uma vez que a diferença de temperatura no trocador de calor cascata é um parâmetro que influencia diretamente no coeficiente desempenho (COP) do sistema.

Figura 1 - Sistema de refrigeração em cascata



Fonte: Adaptado de Stoecker; Jones (1985).

Como vantagens do uso destes sistemas pode-se citar:

- A possibilidade da utilização de fluidos refrigerantes distintos, ou seja, os fluidos refrigerantes podem ser diferentes e otimizados para cada circuito evitando pressões muito elevadas ou muito baixas;
- A integração entre sistemas de refrigeração distintos, tais como o ciclo de absorção-compressão de vapor descritos por Jain et al. (2016) e Carvalho (2019).

Dessa forma, o sistema em cascata é composto por ciclos de alta e baixa temperatura, interligados por um trocador de calor e permite o trabalho com dois fluidos refrigerantes diferentes, cada um operando em suas faixas de pressão e temperatura ideais em um mesmo sistema de refrigeração (GULLO; TSAMOS; et al., 2018)

Nesse contexto, Lage et al. (2011) e Rostamnejad; Zare (2019) destacam que o princípio básico de operação dos sistemas em cascata é que cada fluido refrigerante tem uma faixa de operação na pressão e na temperatura em que são mais favoráveis para aumento do desempenho e diminuição da energia consumida e dessa forma, o sistema pode operar com mais eficiência.

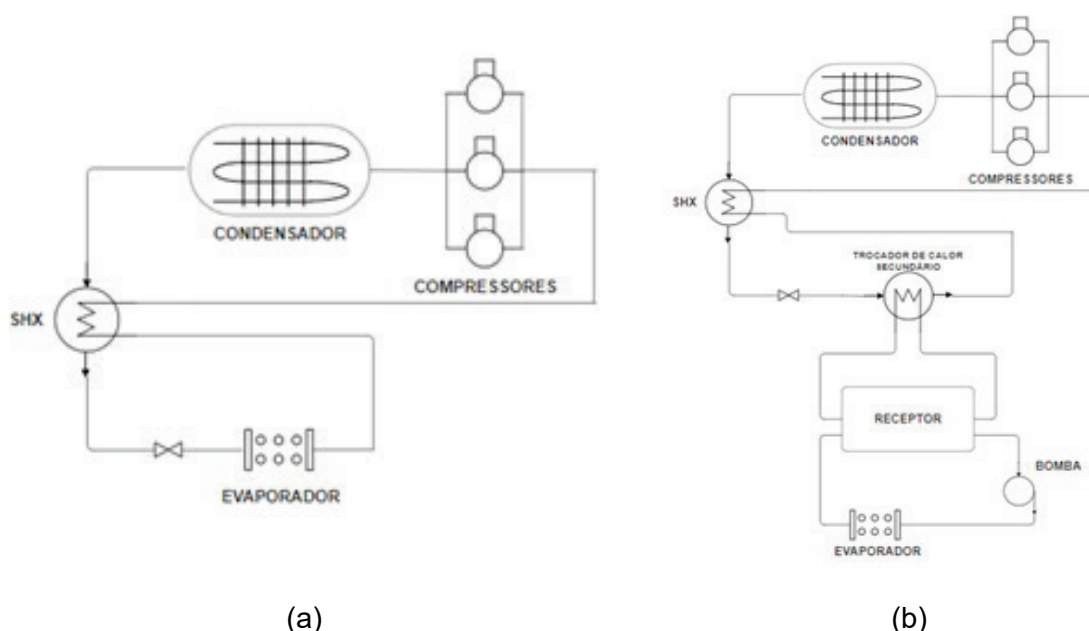
Sharma et al. (2014) analisaram algumas configurações de sistemas de refrigeração em cascata que utilizam CO₂ para aplicação em supermercados nos Estados Unidos (EUA). Os pesquisadores avaliaram as principais propriedades e compararam esses sistemas com o de expansão direta com multicompressor operando com o R404A, que segundo os autores é um dos mais utilizados em aplicações de varejo de alimentos.

Os sistemas, mostrados nas Figura 2 (b) e 3, operam com o par de refrigerantes R404A/CO₂, no qual o R404A opera no ciclo de alta temperatura e CO₂ no ciclo de baixa. Os principais sistemas estudados pelos autores são: um sistema de refrigeração cascata simples operando com apenas um evaporador; sistema cascata combinado com um evaporador de média e um de baixa temperatura; sistema cascata combinado operando com R404A/CO₂ e uma solução de glicol e água que resfria o evaporador de média temperatura (MT).

Sharma et al. (2014) variaram a temperatura ambiente entre 0 e 40°C e as cargas de refrigeração foram assumidas para o evaporador de baixa temperatura 65 kW à -30°C e para o de média temperatura 120 kW à -5°C. A partir disso, destaca-se que os sistemas que operam com duas temperaturas de evaporação diferentes têm a vantagem de ser aplicados para o resfriamento e o congelamento de alimentos em supermercados, cuja representação esquemática é apresentada nas Figura 3.

Os resultados obtidos pelos autores indicaram que o sistema em cascata combinado com um evaporador de média e um de baixa temperatura, teve seu COP aumentado em 0,9% e 9,7% para temperaturas ambiente de 20°C e 40°C, respectivamente, quando a efetividade do trocador de calor de linha de sucção (SHX) aumenta até 0,7 ao se comparar com a temperatura ambiente em 5°C. Eles concluíram ainda, que em regiões com temperatura média anual entre 14,4 e 24,9°C o sistema de expansão direta com R404A multicompressores, Figura 2(a), é o que possui maior desempenho, entretanto geralmente ele opera com R404A um HFC que possui elevado GWP e é prejudicial ao meio ambiente.

Figura 2 - Sistemas de refrigeração: a) expansão direta com multicompressores e b) um sistema cascata simples

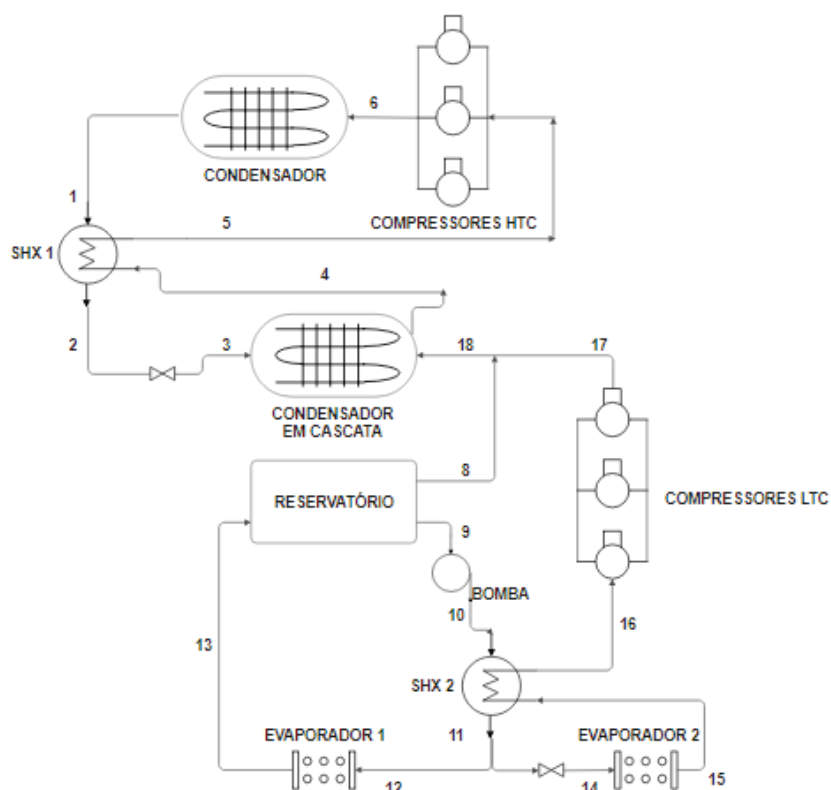


Fonte: Baseado em Sharma et al. (2014).

Purohit et al. (2017) compararam teoricamente quatro configurações de sistemas de refrigeração com fluidos de baixo GWP, que operam em clima quente, com um sistema de expansão direta com R404A. Eles são divididos em dois sistemas de refrigeração *booster* à CO₂, um por compressão paralela e outro com R290 no sub-resfriamento mecânico, e dois sistemas em cascata R1234ze(E) e CO₂, sendo um deles com um evaporador de média temperatura inundado e o outro com os evaporadores de média e baixa temperatura inundados. Foi identificado pelos pesquisadores que o sistema com sub-resfriamento mecânico é uma alternativa benéfica do ponto de vista energético quando operam em cidades conhecidas por ter temperaturas ambientes altas tais como Sevilha na Espanha, Teerã no Irã e extremamente altas como em Phoenix nos Estados Unidos da América e na capital da Índia. Além disso, os autores concluíram que os sistemas em cascata obtiveram um melhor valor

COP que o de expansão direta com R404A e também melhor que os do tipo *booster* para temperatura ambiente média maior que 30°C.

Figura 3 - Sistemas em cascata com dois evaporadores (R404A/CO₂).

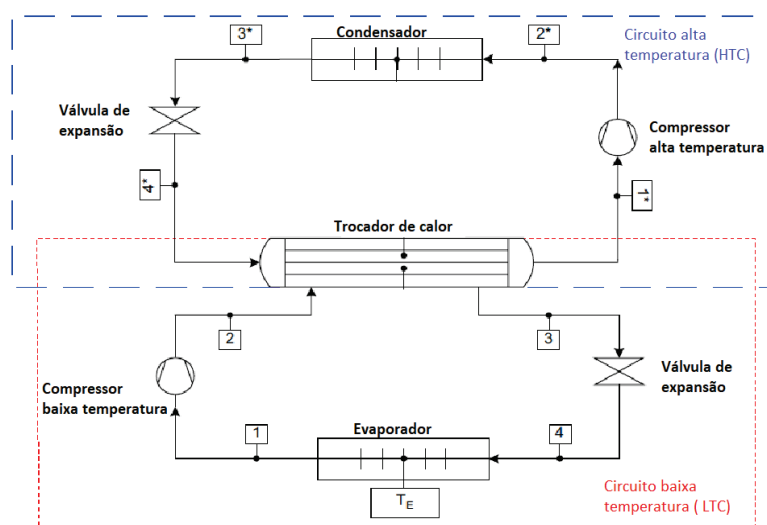


Fonte: Baseado em Sharma et al. (2014).

Ojeda (2021) analisou como os fluidos R1234yf, R436A e R513A, que possuem baixo GWP, podem ser uma alternativa de substituição ao R134a em um sistema cascata onde o R744 é fixo no ciclo de baixa temperatura. As análises foram realizadas de forma experimental e para aplicação em climas tropicais. O autor constatou que com aumento da temperatura de condensação também há um aumento do consumo de potência pelos compressores, já que o aumento dessa temperatura indica o aumento da taxa de compressão, assim, o fluido que apresentou a menor potência consumida foi o R436A, 2,5% a menos que o R134a. O valor do COP do R436A foi muito próximo ao do R134a, com valores de 1,078 e 1,101, respectivamente. Dessa forma, os autores concluíram que a combinação do par de refrigerantes R436A/R744, o primeiro para o circuito de alta temperatura e o segundo para o de baixa temperatura, foi o que apresentou o melhor desempenho energético em relação ao sistema referência, seguido pelo par R1234yf/R744.

Getu; Bansal (2008) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata operando a -50°C na evaporação e 40°C na condensação utilizando dióxido de carbono e amônia (R717/R744), mostrado na Figura 4. Nesse estudo, os autores avaliam os parâmetros de temperatura de condensação, sub-resfriamento e superaquecimento nos circuitos de alta e baixa temperatura além da diferença de temperatura no trocador de calor cascata. Com o objetivo principal de otimizar a temperatura de evaporação e vazão mássica e assim obter o COP máximo do sistema, uma análise de regressão multilinear foi empregada para desenvolver expressões ótimas para os parâmetros mencionados. Os autores concluíram que o COP do sistema aumenta quando a temperatura de condensação diminui e a de evaporação aumenta, atingindo um valor máximo de 1,3. Além disso, foi constatado no estudo que as vazões mássicas dos refrigerantes reduzem com o aumento da diferença de temperatura no condensador em cascata, o que acarreta também na diminuição do COP do ciclo.

Figura 4 - Esquema de um sistema de refrigeração tipo cascata com dois estágios



Fonte: Adaptado de Getu e Bansal (2008).

Lee et al. (2006) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza os fluidos naturais CO_2 e NH_3 para os circuitos de baixa e alta temperatura, respectivamente, operando em modo subcrítico e com o objetivo principal de determinar a temperatura ótima de condensação no condensador cascata. No estudo, os parâmetros destacados são a diferença de temperatura no condensador cascata que variou entre 3°C e 5°C , a temperatura de condensação que variou entre 35°C e 45°C e a de evaporação que variou entre -45°C a -55°C que são as mais utilizadas para aplicação em congelamento de alimentos de acordo a pesquisa realizada pelos autores. Os resultados

obtidos indicam que há um aumento do COP quando a temperatura de evaporação aumenta e à medida que a temperatura de condensação e a diferença de temperatura no condensador cascata aumentam, o COP diminui. O COP máximo do sistema atingiu o valor de 1,51; e o valor de -17°C foi encontrado como a temperatura ótima de condensação no condensador cascata através de uma correlação, que depende dos parâmetros citados, obtida a partir de uma regressão linear.

Sun et al. (2019) analisaram teoricamente um sistema cascata com os fluidos refrigerantes R32, R1234yf, R1234ze, R161, R1270, R290, R717 no circuito de alta temperatura e para o de baixa foram testados o R23, R41 e o R170 com o objetivo de avaliar o coeficiente de desempenho e eficiência exergética do sistema. Os parâmetros de simulação foram: 5°C para a diferença de temperatura no trocador de calor cascata, temperatura de condensação igual a 40°C e temperatura ambiente igual a 25°C . Os pares de refrigerante com melhor desempenho energético foram o R41/R161 com COP variando de 0,66 a 2,10 para temperatura de evaporação entre -85°C e -30°C e o R170/R161 no qual o COP varia entre 0,70 a 2,06 nas mesmas condições de temperatura. Além disso, ao realizar a análise exergética, os pesquisadores concluíram que os pares R170/R161 e R41/161 também obtiveram as maiores eficiências exergéticas e o componente do ciclo que obteve maior destruição de exergia foi o condensador do sistema.

Os benefícios de se introduzir os sistemas em cascata na refrigeração podem ser melhorados ao utilizar um dispositivo que tem potencial de aumentar o desempenho e de reduzir os consumos de energia na refrigeração. O ejetor, segundo Li et al. (2014), pode atuar substituindo o compressor ou como dispositivo de expansão ao recuperar as perdas do processo de estrangulamento, assim, este componente tem sido uma alternativa promissora para substituir os dispositivos convencionais de expansão. Dessa forma, diversos artigos na literatura apresentam o ejetor implementado em sistemas de refrigeração cascata, no qual são avaliados tanto as propriedades termodinâmicas e o consumo de energia, quanto as outras características associadas ao processo.

Na Tabela 1 é apresentado um resumo dos artigos revisados nesta seção, com as principais conclusões obtida nas pesquisas.

Tabela 1 – Resumo dos sistemas de refrigeração em cascata

Autores	Refrigerantes	Abordagem/Configurações	Principais conclusões
Lee et al. (2006)	R717/R744	Análise teórica termodinâmica de um SRC.	$COP_{m\acute{a}x} = 1,51$ para $T_{cond} = 30^{\circ}C$ e $T_{evap} = -45^{\circ}C$.
Getu; Bansal (2008)	R744/R717	Análise teórica termodinâmica de um SRC.	$COP_{m\acute{a}x} = 1,3$ para $T_{cond} = 40^{\circ}C$ e $T_{evap} = -50^{\circ}C$
Sun et al. (2009)	R32, R1234yf, R1234ze, R161, R1270, R290, R717 – AT R23, R41 e o R170 - BT	Análise teórica termodinâmica de um SRC.	R41/161: $COP_{m\acute{a}x} = 2,10$ para $T_{evap} = -30^{\circ}C$. R170/R161: $COP_{m\acute{a}x} = 2,06$ para $T_{evap} = -30^{\circ}C$.
Sharma et al. (2014)	R404A R404A/R744 R40A/ R744 e glicol	Comparação teórica de diferentes configurações de SRC e um de SRED para supermercados.	COP aumentado em 9,7% para $T_{amb} = 40^{\circ}C$ em relação a $T_{amb} = 5^{\circ}C$ para o cascata com dois evaporadores.
Purohit et al. (2017)	R404A R744 R1234ze(E)/R744	Comparação de diferentes configurações de sistema para aplicação em supermercados. Incluindo SRC, um SRED e dois sistemas Booster.	COP dos sistemas cascata mais altos do que o de expansão direta e que o sistema com Booster para $T_{amb} > 30^{\circ}C$
Ojeda et al. (2021)	R1234yf/R744 R436A/R744 R153a/R744	Avaliação experimental de refrigerantes que possam substituir o R134a em um SRC.	R436A possui 2,5% a menos de potência consumida que o R134a; Os pares R436A/R744 e R1234yf/R744 têm COPs próximos em relação ao R134a/R744 de $\sim 1,1$.

Legenda:

SRC =sistema de refrigeração cascata

SRED= sistema de refrigeração de expansão direta

AT= ciclo de alta temperatura

BT = ciclo de baixa temperatura

Fonte: Elaborado pela autora.

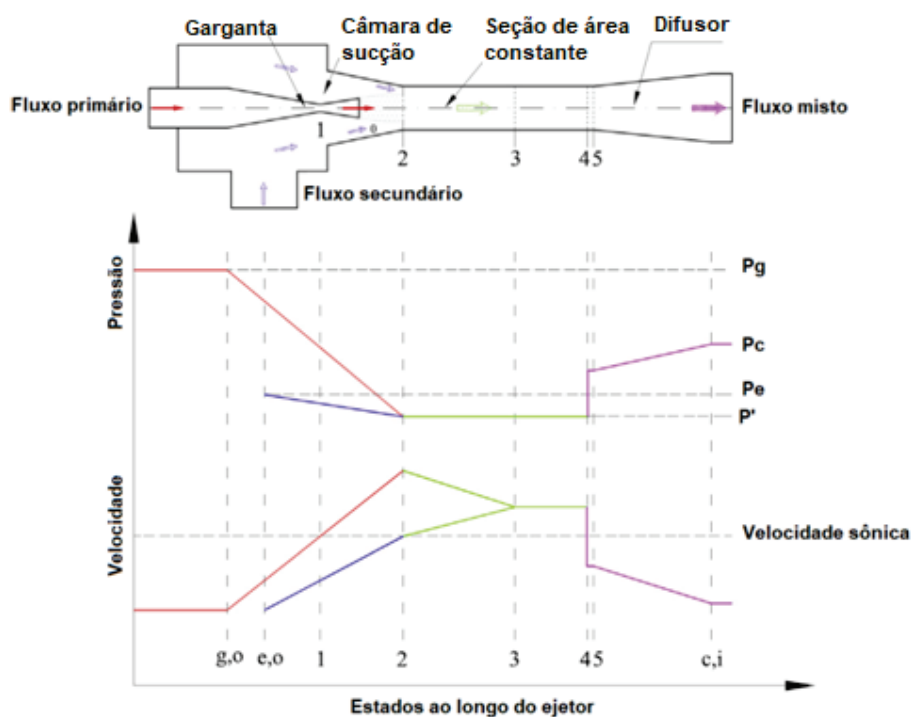
2.3 Ejetores

O ejedor é conhecido por ser um dispositivo sem partes móveis que em sistemas de refrigeração pode ser utilizado de duas formas, sendo a primeira com a mesma função de um compressor, substituindo-o e permitindo a redução de trabalho mecânico o que leva à economia de energia e de outro modo, no qual ele é utilizado para recuperar o trabalho dissipado pelo fluido refrigerante ao passar pelo dispositivo de expansão, melhorando assim, o coeficiente de desempenho em sistemas de refrigeração por compressão de vapor (Tashtoush et al., 2019). Um ejedor geralmente possui poucos requisitos de manutenção e consiste em quatro partes principais, com base em Iglesias (2012): câmara de sucção, que contém os bocais primário e secundário, seção de mistura, seção de área constante e difusor.

Mwesigye; Dworkin (2018) afirmaram que os sistemas de refrigeração que utilizam ejedores são promissores e estão sendo alvo de diversos estudos na área. Huang et al. (2018) destacaram a estrutura simples e facilidade na operação, além do baixo custo operacional, característica esta já mencionada por Chen et al. (2014), que ainda mencionaram sobre a economia de energia mecânica nos sistemas de refrigeração que utilizam esse dispositivo.

Com base na pesquisa de Chen et al. (2014), o funcionamento do ejedor é descrito e analisado concomitantemente às Figura 5 e Figura 6, e acontece da seguinte maneira: Inicialmente o fluido primário, advindo do gerador, entra no ejedor no ponto (g,o) a uma velocidade subsônica e com alta pressão, ele então escoar pelo bocal se expandindo para uma pressão mais baixa e, conseqüentemente, aumentando sua velocidade, até atingir a velocidade sônica na garganta do bocal representada pelo ponto 1. Então, esse fluxo primário sai do bocal convergente-divergente com uma velocidade supersônica e com uma pressão ainda mais baixa (P'), desse modo ele induz o escoamento para a câmara de sucção do fluxo secundário vindo do evaporador com uma baixa pressão ($P_e > P'$). Ao entrar na câmara de sucção, o fluxo secundário possui velocidade subsônica, logo os dois fluxos não se misturam imediatamente. A velocidade do escoamento secundário vai aumentando até alcançar a do som em (2) que é a entrada da seção de área constante onde os fluxos começam a se misturar já que as velocidades se aproximam, até que em (3) eles já estão completamente misturados. No final da área constante em (4) uma onda de choque, associada ao efeito de compressão, é formada, o que quer dizer que há um aumento repentino de pressão seguida de uma desaceleração abrupta da velocidade até o patamar de subsônico. Então, no difusor (5) há uma desaceleração e um aumento da pressão da mistura que enfim é descarregada no próximo componente do ciclo.

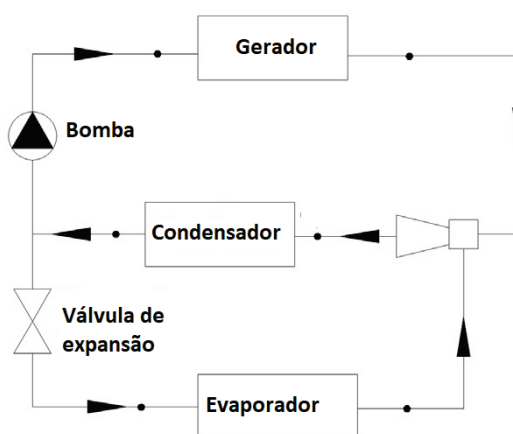
Figura 5 - Representação esquemática de um ejedor e dos perfis de velocidade e pressão



Fonte: Adaptado de Chen et al., 2014.

Na Figura 5, o fluxo primário é representado pela cor vermelha, o secundário pela cor azul e o comportamento do fluxo misto na seção de área constante e no difusor são representados, respectivamente, pelas cores verde e lilás. O arranjo de um sistema de refrigeração com ejedor que mostra esse dispositivo como elemento de compressão pode ser visto na Figura 6, nesse sistema não há compressor, e dessa forma, o calor do gerador é utilizado como energia de acionamento

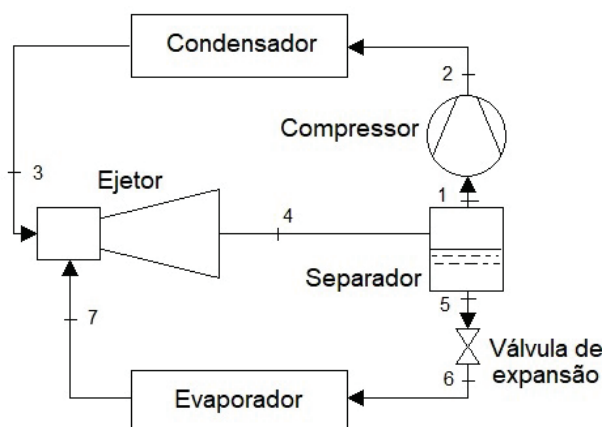
Figura 6 - Esquema de um sistema de refrigeração com ejedor



Fonte: Adaptado de Chen et al. (2014).

Já a Figura 7 apresenta o ejedor inserido em um sistema de refrigeração com o objetivo de recuperar as perdas por expansão, aumentando a pressão de sucção do compressor.

Figura 7 - Esquema de um sistema de refrigeração de expansão com ejedor



Fonte: Adaptado de Li et al. (2014).

As condições de operação influenciam diretamente no desempenho do ejedor em sistemas de refrigeração. Andrade (2014) afirmou que a temperatura e pressão dos componentes do sistema, como o evaporador, condensador e gerador, são parâmetros que devem ser considerados quando o ejedor é estudado. O autor avaliou que o ejedor tem seu desempenho aumentado com a diminuição da temperatura de condensação, enquanto que com o aumento da pressão e da temperatura do gerador além da condição ótima de operação do sistema, esse desempenho tende a diminuir, quando o ejedor possui geometria fixa, uma vez que a elevação destes parâmetros resulta em uma diminuição da razão de arraste do ejedor. Além disso, foi analisado que ao elevar a temperatura de evaporação, a razão de arraste aumenta e como esperado, faz com que o desempenho do ejedor também se eleve.

Dessa forma, é possível concluir que a razão de arraste (ω) é um parâmetro para descrever o desempenho do ejedor na refrigeração, e ela é definida pela razão entre a vazão mássica do fluxo secundário e a vazão mássica do fluxo primário, como apresentada pela Equação (1). Nesse contexto, Lawrence (2012) destaca um outro parâmetro, denominado razão de aumento de pressão do ejedor (PLR), que é dada pela pressão de saída do difusor dividido pela pressão de entrada do fluxo secundário, Equação (2). Logo, entende-se que quanto maior a razão de arraste, maior será a eficiência do ejedor, uma vez que esse parâmetro indica a quantidade de fluido que o ejedor consegue arrastar. Já a PLR indica se a pressão do fluxo refrigerante aumentou para uma pressão maior que a pressão do fluxo secundário ao sair do ejedor.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1)$$

$$PLR = \frac{P_d}{P_s} \quad (2)$$

Pode-se destacar ainda, que a razão de áreas de um ejetor (AR) é um parâmetro que também influencia no desempenho desse dispositivo. Tashtoush et al. (2019) definiram AR como a razão entre a área de seção de mistura e a área da garganta do bocal primário, conforme Equação 3, e de acordo com os autores, o aumento dessa relação leva ao aumento da razão de arraste (ω) e em sua condição ótima de operação, sugere a tendência de aumento de desempenho do ejetor. Do mesmo modo, Sumeru et al. (2012) citaram o aumento da eficiência do ejetor para uma AR ótima, e relata que esse parâmetro depende fortemente das condições de operação do sistema, tais como pressão, temperatura e eficiências dos componentes do ejetor.

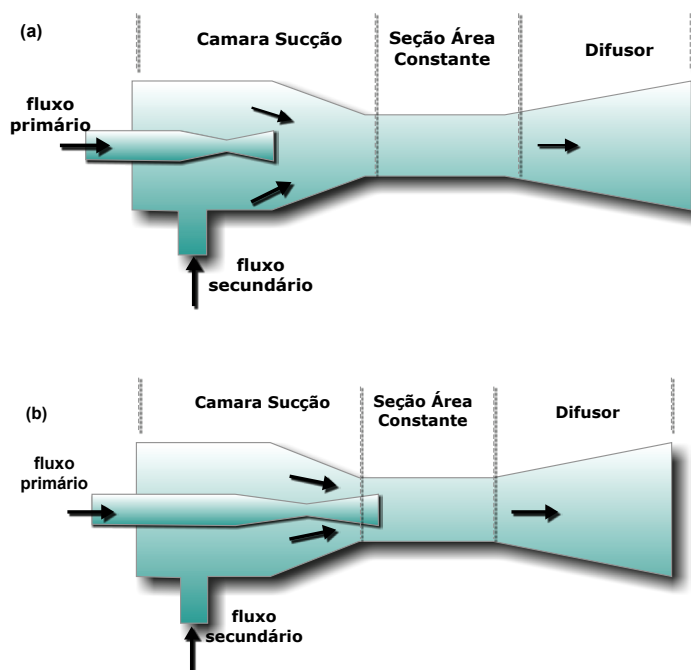
$$AR = \frac{\text{área da seção de mistura}}{\text{área da garganta do bocal}} \quad (3)$$

Os parâmetros mencionados nas Equações (1), (2) e (3), além de descrevem o desempenho de um ejetor, são indicadores de desempenho dos sistemas de refrigeração que o contém. Nesse contexto, apresenta-se também o COP, que é um indicador muito utilizado na literatura e de suma importância quando se trata de eficiência de um ciclo de refrigeração sendo definido pela razão entre a capacidade frigorífica e a energia fornecida ao sistema (LI et al., 2014).

Além disso, os ejetores podem ser classificados de acordo com a posição do bocal, geometria do bocal e número de fases.

Têm-se duas categorias de acordo com a posição do bocal, a primeira são os ejetores de mistura a área constante (CAM) que possuem a saída do bocal localizada dentro da seção de área constante do ejetor, e os que possuem a saída do bocal localizada na câmara de sucção são os ejetores de mistura a pressão constante (CPM). Neste, a mistura dos fluxos de refrigerante acontece a uma pressão constante dentro da câmara de sucção, a Figura 8 mostra de forma esquemática as duas categorias mencionadas (TASHTOUSH et al., 2019).

Figura 8 - a) Ejetor de Mistura a pressão constante e b) ejetor de mistura a área constante.



Fonte: Adaptado de Ojeda et al. (2021).

Huang et al. (1999) afirmaram que os ejetores de mistura a pressão constante possuem um melhor desempenho comparados aos de área constante e por esse motivo são amplamente utilizados. Estes autores destacaram ainda, que o primeiro modelo desenvolvido para a teoria de CPM foi em 1950 e já demonstrava o desempenho superior do ejetor de pressão constante em relação ao CAM. Do mesmo modo, Tashtoush et al. (2019) analisaram que os ejetores a pressão constante podem trabalhar em altas e amplas faixas de pressão de condensação, também denominada contrapressão, e por esse fato, eles são capazes de manter um desempenho mais alto e mais estável do que um ejetor de mistura a área constante, embora este último possua vazões mássicas mais altas.

Seckin (2017) realizou uma análise paramétrica de um sistema de refrigeração com um ejetor que atua recuperando as perdas por expansão, sendo que as simulações foram feitas com um ejetor de mistura a pressão constante e o outro a área constante. Ao simular diversas condições de operação, o autor concluiu que o COP do sistema foi maior no ejetor de mistura a pressão constante em todas as situações quando comparado ao de área constante, atingindo um valor máximo de 5,00 para o CPM e 4,25 para o CAM. Além disso, o autor observou que a razão de arraste aumenta com a elevação do valor do COP, e ao elevar a temperatura de evaporação e reduzir a de condensação o valor do COP também aumenta.

Atmaca et al. (2019) investigaram as teorias de mistura a pressão constante e de mistura a área constante, aplicadas em sistemas de refrigeração de expansão com ejetor para

diferentes abordagens de queda de pressão da câmara de sucção. Os resultados obtidos mostraram que para diversas condições de operação simuladas, a eficiência do ejetor se mostrou maior no ejetor CAM. Além disso, os autores afirmaram que nas temperaturas mais altas de condensação, acima de 40°C, e quando as temperaturas de evaporação são menores que 10°C, a melhoria de desempenho é muito semelhante nas duas teorias de mistura, já quando se compara o desempenho ideal desse dispositivo, o de mistura a área constante apresenta o desempenho levemente maior, atingindo cerca de 8% de melhoria.

Portanto, percebe-se através da literatura revisada, que alguns estudos analisaram a posição do bocal do ejetor e qual a influência desse parâmetro no desempenho do dispositivo. Apesar de algumas pesquisas utilizarem o ejetor de mistura a área constante, a maioria afirmou que o desempenho do ejetor de mistura a pressão constante é maior que o de área constante e por isso ele foi utilizado na maioria dos trabalhos no que se refere a sistemas de refrigeração, conforme Quadro 3.

Quadro 3 – Classificação dos diferentes tipos de ejetores

Autor	Teoria de mistura	Configuração
Huang et al. (1999)	CPM	ERS
Yari, Mahmoudi (2011)	CAM	Cascata
Kasperski; Gil (2014)	CPM	ERS
Aghazadeh Dokandari et al. (2014)	CPM	Cascata
Li et al. (2014)	CPM	EERS
Megdouli et al. (2016)	CAM	Cascata
Megdouli et al. (2017)	CPM	Cascata
Seckin (2017)	CPM* e CAM	EERS
Li et al. (2018)	CAM	Cascata
Mwesigye; Dworkin (2018)	CPM	ERS
Atmaca et al. (2019)	CPM e CAM*	EERS
Rostamnejad; Zare (2019)	CPM	EERS

Legenda: *Ejetor que obteve melhor desempenho

CPM: Mistura a pressão constante

CAM: Mistura a pressão constante

ERS: Sistema de refrigeração com ejetor

EERS: Sistema de refrigeração de expansão com ejetor

Fonte: Elaborado pela autora.

Ao classificar quanto ao número de fases que os ejetores podem operar, pode-se citar os de fase única, que são aqueles ejetores que os fluxos primário e secundário são somente

vapor ou somente líquido, que apresentam, geralmente, fase única também na saída deste dispositivo. Enquanto que os ejetores bifásicos possuem duas subclassificações, a primeira chamada de ejetor de condensação, que ocorre quando o fluxo primário condensa dentro do ejetor, e a segunda subclassificação é aquele no qual o fluxo na descarga do dispositivo é de duas fases (BESAGNI et al., 2016 e LAWRENCE, 2012).

Besagni et al. (2016) fizeram uma revisão detalhada sobre o funcionamento de ejetores, seleção de fluidos e novas tecnologias aplicadas a esse componente, no estudo foi descrito ainda sobre a geometria do bocal e como eles afetam a operação desse dispositivo. Segundo os autores, os ejetores com bocal de formato convergente operam em velocidade subsônica podendo atingir a velocidade sônica na saída da câmara de sucção, além disso, possuem uma baixa capacidade de compressão de fluidos. Já os ejetores que atingem velocidade supersônica, com geometria do bocal convergente-divergente, têm como característica a baixa pressão na saída do bocal o que induz uma grande entrada de fluxo secundário vindo do evaporador, que deve se encontrar a uma baixa pressão para que haja o escoamento supersônico. Portanto, nota-se que a operação deste ejetor depende de forma consistente das relações das pressões vinda do fluxo primário e secundário. Ainda a respeito dos ejetores supersônicos, observa-se uma maior aplicabilidade dele em sistemas de refrigeração, uma vez que geralmente espera-se altas taxas de compressão do fluido nesses casos.

A operação e desempenho dos ejetores supersônicos são influenciados pelos os fenômenos de choque ou bloqueio. Esses fenômenos são detalhados por Huang et al. (1999) da seguinte forma: o primeiro choque acontece no fluxo primário através do bocal e o outro no fluxo secundário, que ocorre devido a uma aceleração desse fluxo que estava com velocidade de estagnação na entrada da sucção, e então atinge uma velocidade supersônica na seção de área constante, desse modo o fluxo que passa através do ejetor é limitado.

Uma curva de desempenho de ejetores é mostrada na Figura 9. A partir dela, Huang et al. (1999) descreveram as três condições de operação de ejetores convergente-divergentes de acordo com a pressão de condensação (P_c) e mantendo as pressões de fluxo primário e secundário fixas:

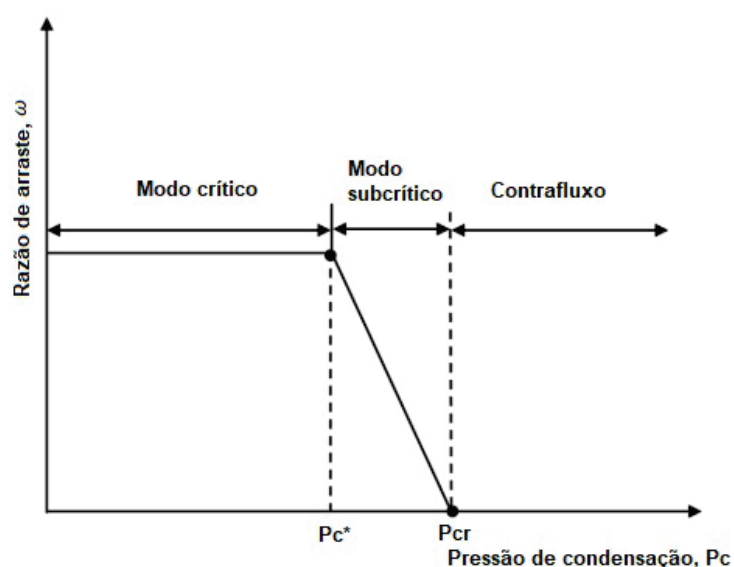
- ✓ Modo crítico ou choque duplo (bloqueio duplo) ocorre quando os fluxos primário e secundário são bloqueados e a pressão de condensação (P_c) opera abaixo do seu valor crítico (P_c^*). Neste modo, a razão de arraste (ω) permanece constante;
- ✓ Modo subcrítico ou choque único (bloqueio único) ocorre quando há o bloqueio somente do fluxo primário, e a (P_c) opera acima do seu ponto crítico. A razão de

arraste (ω) diminui consideravelmente conforme a pressão de condensação aumenta, podendo chegar a zero;

- ✓ Contrafluxo ou mau funcionamento ocorre quando a pressão de condensação aumenta ainda mais, sendo maior ou igual a pressão crítica de ruptura (P_{cr}). Neste modo, a razão de arraste (ω) tende a ser menor que zero e o ejetor perde sua capacidade de operação uma vez que o fluxo secundário é revertido, não podendo ser mais arrastado.

Huang et al. (2019), além de descreverem as formas de operação do ejetor, eles desenvolveram em seu estudo um modelo com objetivo de avaliar o desempenho do ejetor utilizando o modo crítico de operação. Segundo os autores, esse modo permite que os ejetores operem de forma mais estável em diversas faixas de pressão de condensação, com a razão de arraste constante para cada condição de operação, além de possuírem um melhor desempenho.

Figura 9 – Modos de operação de um ejetor.



Fonte: Baseado em Mwesigy; Dworkin (2018).

O Quadro 4 mostra, de forma resumida, a classificação dos ejetores quanto a geometria e posição do bocal e número de fases.

Quadro 4 – Classificação dos diferentes tipos de ejetores

Parâmetro	Descrição			Classificação
Geometria do bocal	Bocal convergente			Ejetor subsônico
	Bocal convergente-divergente			Ejetor supersônico
Posição do bocal	Dentro da seção de área constante			Ejetor mistura à área constante (CAM)
	Dentro da câmara de sucção			Ejetor mistura à pressão constante (CPM)
Número de fases	Fluxo primário	Fluxo secundário	Fluxo saída	
	Líquido	Líquido	Líquido	Fase única (Ejetor jato líquido)
	Vapor	Vapor	Vapor	Fase única (Ejetor jato vapor)
	Vapor	Líquido	Líquido	Bifásico (Ejetor de condensação)
	Líquido	Vapor	Duas fases	Bifásico (Ejetor de duas fases)

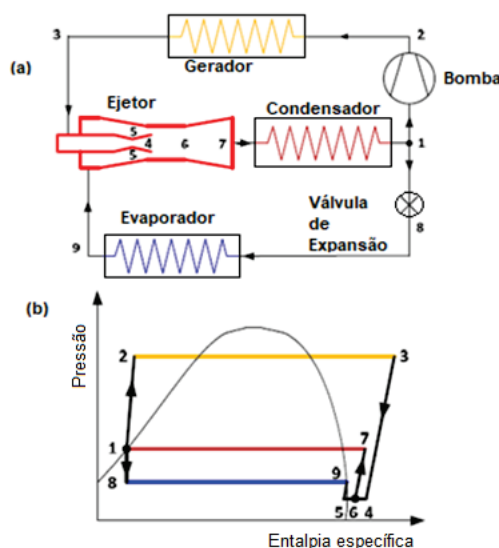
Fonte: Adaptado de Besagni et al. (2016).

Ejetores têm sido amplamente utilizados em uma grande variedade de aplicações, incluindo sistemas de refrigeração industrial, comercial, tais como em supermercados, climatização de ambientes e suas diversas configurações. Dentre essas configurações tem-se a que possui o ejedor substituindo um compressor que pode ser denominado como sistema de refrigeração com ejedor (ERS), que além de possuir o ejedor, é composto por um gerador, um condensador, uma bomba, um evaporador e uma válvula de expansão (BRAIMAKIS, 2021). A representação esquemática desse sistema, bem como o diagrama pressão-entalpia é mostrado na Figura 10. Nestes sistemas, Tashtoush et al. (2019) afirmaram que existe uma economia de energia devido a redução do trabalho mecânico requerido, além disso, a utilização de energia de baixo grau (aquela que não foi aproveitada no processo original) ou energia renovável pelo gerador faz com que o fluido primário esteja no estado de vapor saturado e entre no ejedor com uma alta pressão.

Chen et al. (2014) desenvolveram um modelo de ejedor aplicado a um sistema de refrigeração que calcula o COP ótimo, razão de arraste (ω) e razão de área do ejedor (AR) que é definida como a razão entre a seção de área constante da seção de mistura pela área da garganta do bocal. Na simulação realizada com os refrigerantes R141b e R123, os autores concluíram que o coeficiente de desempenho e a razão de arraste se elevam com o aumento da temperatura do gerador até atingirem seus valores ótimos, o que variou entre 0,3 e 0,4, desse modo, com uma pressão mais alta do fluxo primário, mais fluxo secundário pode ser

arrastado para o ejetor. Os pesquisadores afirmaram ainda que a razão de área acompanha de forma diretamente proporcional as variações da razão de arraste, logo quando houve uma queda de ω , ocorreu também uma redução do valor de AR, tal situação ocorreu com o aumento da temperatura de condensação e considerando a temperatura de evaporação fixa em 10°C.

Figura 10 – Sistema de refrigeração com ejetor a) esquema e b) diagrama pressão-entalpia.



Fonte: Adaptado de Lawrence (2012).

Kasperski; Gil (2014) simularam de forma teórica o desempenho de um sistema de refrigeração com ejetor com nove hidrocarbonetos diferentes e com temperaturas do gerador variando entre 70°C e 200°C, além de temperaturas fixas de evaporação e condensação de 10°C e 40°C, respectivamente. Foi concluído nesse estudo que os valores de COP atingem o valor máximo de 0,32 para o isobutano (R600a) e 0,28 para o pentano nas condições estabelecidas e que tal parâmetro não aumenta à medida que o peso molecular dos hidrocarbonetos aumenta, ao contrário do que acontece com a razão de arraste que aumenta de forma crescente em relação ao peso desses fluidos. Os autores concluíram também, que a razão de arraste (ω) tende a crescer de acordo com o aumento da temperatura do gerador.

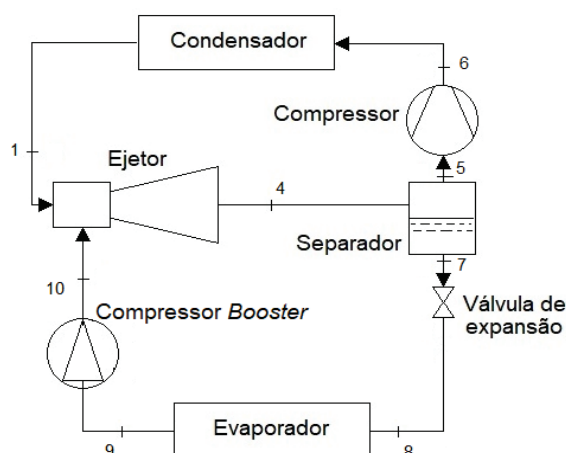
Śmierciew et al. (2017) analisaram de forma experimental, o fluido HFO-1234ze em um sistema de refrigeração por ejetor para aplicação em ar condicionado, com capacidade térmica de 90kW e utilizando como fonte de calor uma energia de baixo grau com temperaturas abaixo de 70°C. Os autores inicialmente limitaram os valores mínimos de pressão e temperatura do fluido primário que entra no ejetor, e a partir disso realizaram uma série de testes. Dessa forma, eles concluíram que a temperatura do fluido primário, ao entrar no ejetor, possui valor de 56°C e a temperatura de evaporação varia de 2°C a 5°C, então

nessas condições, o COP do sistema atingiu valores acima 0,3 tornando esse sistema competitivo em comparação com aqueles sem ejetor.

Além do ERS, pode-se mencionar os sistemas de refrigeração de expansão com ejetor (EERS) como outra configuração importante dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. De acordo com Sumeru et al. (2012), esses ciclos são estudados desde a década de 1990 e se destacam por utilizarem o ejetor com o objetivo de aumentar o desempenho do ciclo ao reduzir as perdas de energia na válvula de expansão, tal fato ocorre devido à redução do trabalho de compressão e aumento da capacidade frigorífica do evaporador.

Nesse contexto, Rostamnejad; Zare (2019) propuseram um novo EERS com o emprego de compressor *booster*, apresentado na Figura 11, com objetivo de melhorar o desempenho de um EERS convencional. Dessa forma, uma análise termodinâmica bem como uma otimização baseada na eficiência exergética foram conduzidas, além disso, foram feitas comparações com um EERS convencional e com um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Os autores escolheram os fluidos R134a, R236fa, R227ea, R500, R1234yf e R1234ze e consideraram não somente as propriedades termodinâmicas, mas também os possíveis impactos ambientais, o *software* EES foi utilizado para a simulação do desempenho termodinâmico dos sistemas estudados. Os resultados mostraram que para a nova configuração do EERS, os fluidos com maiores valores de COP e eficiência exergética são o R1234ze seguido pelo R500. Os autores concluíram então que em condições otimizadas, a eficiência exergética pode aumentar entre 5 e 11% em relação ao EERS convencional. Além disso, ao analisar somente o R1234ze a uma temperatura de condensação fixa de 40°C e de evaporação igual a 5°C, a eficiência exergética foi aproximadamente 15,5% maior que a do sistema convencional por compressão de vapor, sendo que para temperaturas de condensação de 55°C a melhoria de eficiência exergética pode ser de até 27,4%.

Figura 11 - Sistema de refrigeração expansão com ejedor com compressor *Booster*



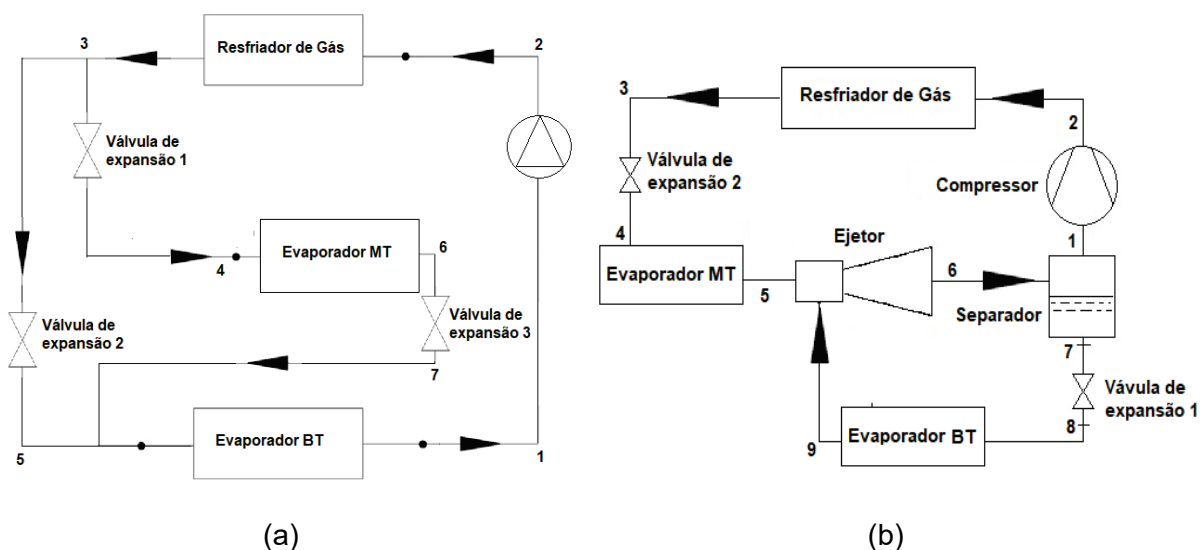
Fonte: Adaptado de Rostamnejad; Zare (2019).

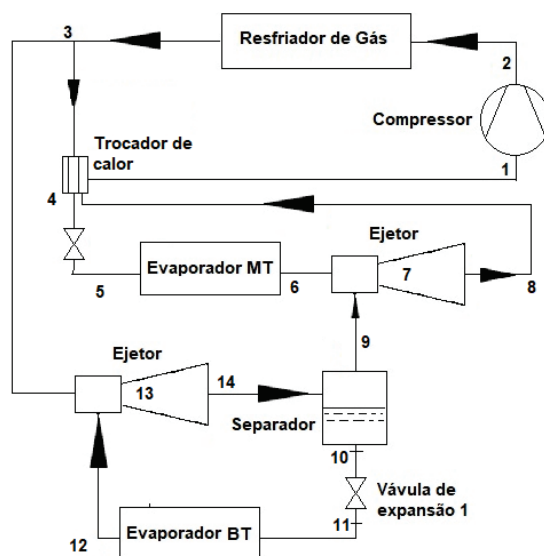
Bai et al. (2017) estudaram o ciclo de refrigeração transcrito de R744 de dupla temperatura com dois ejtores em cascata, chamado pelos autores de DERC, e o compararam com o ciclo básico de refrigeração de temperatura dupla (BDRC) e com o ciclo de refrigeração associado a um ejtor único (SERC), conforme Figura 12. Estes ciclos possuem um evaporador de temperatura média e um de baixa temperatura que podem atender sistemas que necessitem trabalhar em amplas faixas de temperatura, entretanto, eles operam com o CO₂ no modo transcrito no qual há perdas no processo de expansão o que acarreta em baixo desempenho, principalmente no BDRC. Para minimizar esses efeitos, os autores analisaram primeiro o sistema com um ejtor (SERC) e notaram que as perdas por estrangulamento foram reduzidas, porém, ainda de forma a ser melhorada. Desse modo, ao adotar o sistema com dois ejtores (DERC), eles perceberam um aumento significativo do desempenho do ciclo, além do aumento da razão de aumento da pressão do ejtor (PLR). Logo, os resultados da comparação foram: os sistemas com ejtor apresentaram os melhores COP do que os sem ejtor; o sistema que apresentou melhor desempenho foi o que possui dois ejtores, apresentando uma melhoria de até 29,3% em relação ao BDRC e melhoria de eficiência exergética que se aproximou de 28,7%; além disso, o PLR atingiu valores de até 12,2%, o que significa que a partir da pressão de evaporação, o ejtor teve um aumento pressão, o que implica em menores requisitos de potência no compressor.

Li et al. (2014) compararam um EERS, já apresentado na Figura 7, com um ciclo de refrigeração por compressão de vapor e confirmaram que o sistema expansão-ejtor tem um melhor desempenho. Para isso, os autores avaliaram as propriedades termodinâmicas e alguns parâmetros como queda de pressão no bocal de sucção e eficiências dos componentes de um EERS, que utiliza um ejtor de mistura à pressão constante e o fluido

R1234yf para aplicação em ar condicionado. No estudo, as temperaturas de condensação variaram entre 30 e 55°C, as de evaporação entre -10 e 10°C e as eficiências do ejetor foram fixadas em 0,85 para o bocal principal, bocal de sucção e difusor e em 0,95 para seção de mistura. As análises indicaram que para a condição de operação onde a temperatura de evaporação é igual 5°C e a de condensação é igual a 40°C, a queda de pressão ótima encontrava-se no valor de 14 kPa correspondente a um COP máximo de 5,91, dessa forma, o aumento do desempenho do EERS esteve entre 10,32 e 13,06% em relação a um ciclo sem ejetor. Além disso, foi constatado que um melhor desempenho é obtido em temperaturas de evaporação mais altas e de condensação mais baixas. Os autores concluíram ainda que a razão de aumento de pressão (PLR) atingiu o valor máximo de 1,10, para mesma condição de trabalho, o que indica que o EERS operando com o R1234yf é benéfico para o desempenho do sistema.

Figura 12 - Esquema dos sistemas a) BDRC, b) SERC e c) DERC.





(c)

Fonte: Adaptado de Bai et al. (2017).

2.4 Sistemas de refrigeração em cascata com ejetores

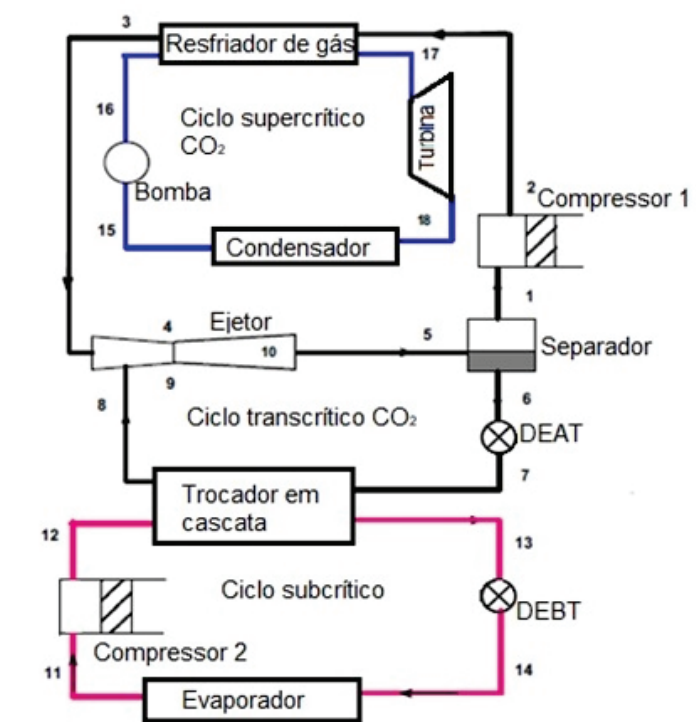
O ejetores é um dispositivo aliado dos sistemas de refrigeração no que diz respeito ao aumento de eficiência, bem como na redução do consumo de energia elétrica em muitos casos. Assim, diversas pesquisas na literatura estudaram os ejetores associados a sistemas em cascata buscando sistemas seguros, eficientes e ambientalmente “amigáveis”, como os analisados a seguir.

Megdouli et al. (2016) analisaram de forma teórica um sistema de refrigeração em cascata transcrito que opera com CO_2 nos circuitos de alta e baixa temperatura, esse sistema está associado a um ciclo intermediário com ejetores que recupera o calor desperdiçado pelo *gas cooler* para acioná-lo, com objetivo de aumentar o COP do sistema. Os parâmetros de entrada para simulação consideraram temperatura ambiente de 25°C , temperatura do *gas cooler* variando entre 35 e 50°C e a diferença de temperatura do trocador de calor cascata de 5°C . Comparando o sistema cascata modificado com ejetores ao cascata convencional sob as mesmas condições, os autores perceberam que aquele com ejetores apresenta uma redução de 24% no consumo de energia mecânica na pressão correspondente do *gas cooler* a 45°C . Além disso, os autores concluíram que a melhoria do COP do sistema de refrigeração cascata com ejetores em relação ao sistema de refrigeração cascata convencional pode chegar a 37%.

Um sistema similar foi analisado termodinamicamente por Yari; Mahmoudi (2011), no qual uma das configurações propostas de sistema cascata transcrito de expansão com

ejetor (R744/R744) mostrada na Figura 13, também inclui o uso do calor residual do *gas cooler*/resfriador de gás para acionar um ciclo intermediário de CO₂.

Figura 13 - Sistema cascata transcrito de expansão com ejedor.



Fonte: Adaptado de Yari; Mahmoudi (2011).

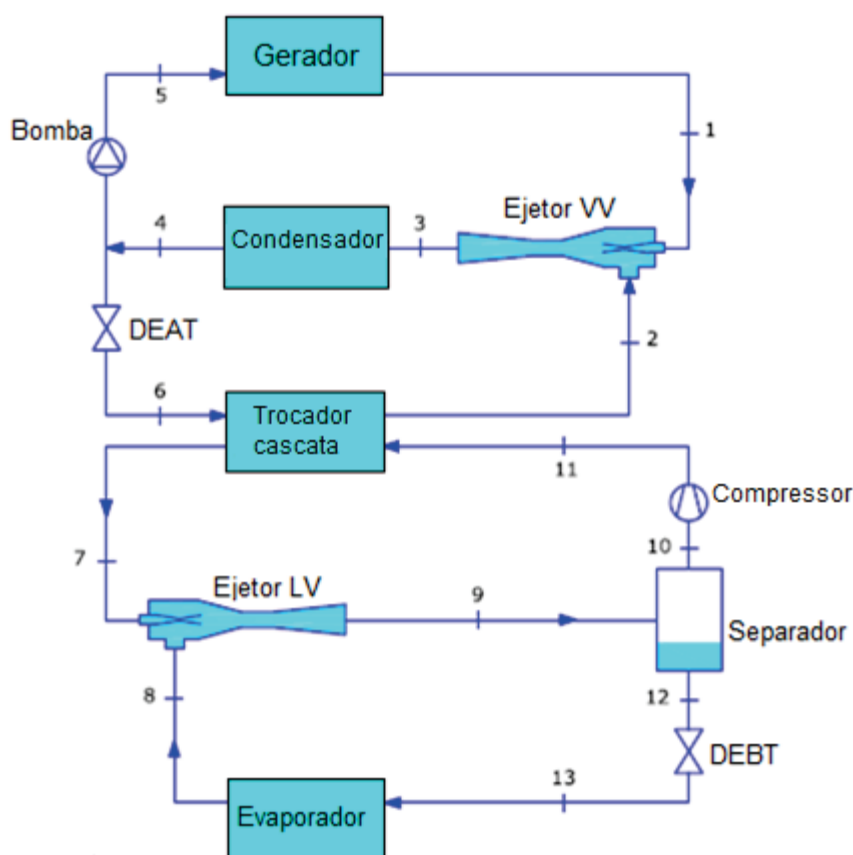
A outra configuração estudada pelos autores é um sistema cascata transcrito com ejedor. Os autores dissertaram acerca da importância de manter temperatura de descarga dos compressores até 120°C para prolongar sua vida útil. Além disso, identificaram que o COP aumenta com a elevação da temperatura de evaporação e com a diminuição da temperatura de saída do *gas cooler*, e que o aumento da primeira temperatura resulta em uma redução da razão de compressão e menor trabalho consumido pelo compressor. Os autores concluíram então que os dois ciclos propostos tiveram aumentos que variaram de 10,8% a 31,5% em relação ao sistema cascata transcrito sem ejedor.

Sanaye et al. (2019) avaliaram um sistema de refrigeração cascata, no qual o circuito de alta temperatura é um sistema de refrigeração por ejedor (ERS), onde o ejedor substitui o compressor e o circuito de baixa é um sistema de expansão com ejedor (EERS) e o ejedor atua como um expensor, o esquema desse sistema é mostrado na Figura 14. Os fluidos R152a, R290, R600a, R601a, R1234ze(E), R1233zd(E) e R1234yf, que possuem baixo GWP, foram selecionados e modelados no *software* Matlab para realizar uma análise termoeconômica desse sistema. Através da otimização do ciclo, os autores indicaram que a combinação do

par de refrigerante ideal é o R600a/R152a para o circuito de alta e baixa temperatura, respectivamente, além disso, o COP ótimo do sistema foi de 0,40. A partir disso, os autores concluíram que o coeficiente de desempenho desse sistema é 18% maior em relação a um ciclo cascata que opera somente com um ejedor e a eficiência exergética foi 25% maior em relação ao mesmo ciclo. Foi concluído, ainda, que o sistema que possui dois ejedores consome 31% menos energia do que um ciclo em cascata com um ejedor, bem como tem seu custo reduzido em 6% ao ano.

Megdouli et al. (2017) destacaram o uso de sistemas em cascata para aplicações de baixa temperatura, como no armazenamento de alimentos congelados em supermercados e fizeram um estudo teórico e simulado de dois sistemas de refrigeração cascata transcrito de expansão que opera com os refrigerantes CO₂ e N₂O nos circuitos de alta e baixa temperatura, respectivamente, e que possuem um ejedor de pressão constante em cada um dos circuitos. Em um dos sistemas estudados o circuito de alta possui um sub-sistema integrado que aproveita o calor residual do *gas cooler* para gerar energia para todo o sistema. Alguns parâmetros de entrada são dados, tais como diferença de temperatura no trocador de calor cascata de 5°C e temperatura do evaporador variando entre -65 e -35°C, que atende a aplicação mencionada. Os autores compararam os ciclos propostos e concluíram que o COP do sistema convencional é de 1,2, o que é cerca de 9,6% menor do que o ciclo que possui o subsistema, para temperatura e pressão do *gas cooler* ótimas de 40°C e 9,6 MPa. Além disso, como esperado, enquanto a temperatura de evaporação aumenta, o COP dos dois sistemas também aumenta o que indica uma redução da potência requerida pelos compressores.

Figura 14 - Sistema de refrigeração em cascata com dois ejtores.



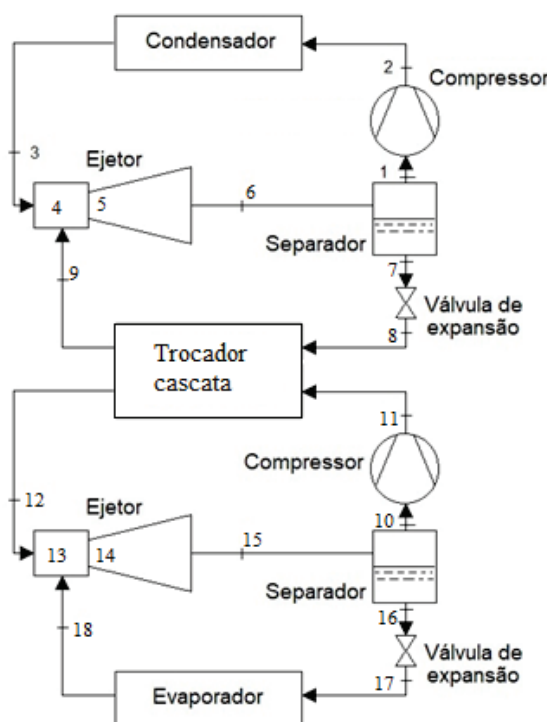
Fonte: Adaptado de Sanaye et al. (2019).

Ao introduzir dois ejtores em sistemas de refrigeração cascata por expansão com ejtor, o desempenho aumenta significativamente em relação aos sistemas cascata padrão. Entretanto, algumas precauções quanto ao uso de ejtores nesses sistemas devem ser adotadas, uma vez que falhas de operação relacionadas à elevação de pressão na entrada dos refrigerantes em um ejtor bifásico são identificadas conforme Rostamzadeh et al. (2021). Os pesquisadores apresentaram primeiramente que os refrigerantes selecionados para operar nesses sistemas devem ter boas propriedades termodinâmicas para que o COP e a eficiência exergética sejam elevadas, porém alguns desses refrigerantes podem comprometer a segurança da planta de refrigeração, por possuírem características tóxicas como a amônia, ou inflamáveis como o propano. Os pares de refrigerante selecionados para pesquisa são o NH_3/CO_2 e $\text{R290}/\text{CO}_2$ e uma análise dos aspectos de segurança, bem como a eficiência energética, exergética, aspectos econômicos e ambientais são avaliados e comparados com um sistema cascata padrão. A temperatura de evaporação adotada para a simulação é de -50°C , a diferença de temperatura do trocador de calor é de 5°C e a capacidade frigorífica do sistema é 175 kW. Foi concluído pelos autores que o sistema com ejtores NH_3/CO_2 melhorou

o COP, eficiência exergética e custo em 4,16%, 4,16% e 2,5%, respectivamente, em relação ao sistema cascata padrão, entretanto, a introdução dos ejtores degradou significativamente os riscos relacionados a segurança do sistema. Ainda se tratando de segurança, a pesquisa destacou que apesar de possuir características exergéticas semelhantes, o sistema com ejtor que utilizam propano tem seu parâmetro de risco aumentado em até 29 vezes ao comparar com o NH_3/CO_2 sob mesmas condições.

Aghazadeh Dokandari et al. (2014) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata de expansão com dois ejtores, como mostrado na Figura 15, que opera com os fluidos refrigerantes CO_2 e amônia (NH_3). Esse sistema foi comparado com o sistema convencional em cascata sem ejtor utilizando os mesmos fluidos em condições idênticas de trabalho. Dessa forma, os autores concluíram que aquele sistema com dois ejtores experimentou um aumento de cerca de 7% do COP máximo em relação ao sistema convencional para temperatura de condensação e evaporação de 30°C e -45°C , respectivamente, e diferença de temperatura do trocador de calor cascata igual a 3°C . Além disso, houve cerca de 8% de redução na taxa de destruição de exergia ao comparar o sistema com ejtor e o sem ejtor.

Figura 15 - Representação de um sistema de refrigeração em cascata com dois ejtores



Fonte: Adaptado de Dokandari et al. (2014).

Li et al. (2018) modificaram um sistema de refrigeração cascata ao introduzir um ejetor no circuito de alta temperatura e realizaram os experimentos em um protótipo de um *freezer* que trabalha com temperaturas ultrabaixas, e o compararam com um *freezer* operando em um ciclo cascata convencional. Os autores utilizaram o hidrocarboneto R290 no circuito de alta temperatura e o R170 no de baixa temperatura para ambos sistemas. Os resultados obtidos na pesquisa indicaram um consumo de energia 4,77% menor do sistema modificado em relação ao sistema cascata tradicional na temperatura ambiente de 25°C, além disso, notou-se que ao aumentar a temperatura ambiente, a razão de aumento de pressão do ejetor (PLR) no ciclo modificado é elevada o que pode indicar melhoria de eficiência do sistema.

Gullo; Tsamos; et al. (2018) abordaram o uso de ejetor nos sistemas de refrigeração com CO₂ em supermercados e como esses dispositivos afetam a eficiência desses sistemas. Os autores constataram que a utilização de um sistema multiejetor transcrito com CO₂ em supermercados permite que em regiões de temperatura média entre 14,1 e 18,9°C consiga-se desfrutar da utilização desse refrigerante sem grandes perdas de eficiência, além disso, notou-se a economia de energia pode atingir até 26,9%.

Como visto anteriormente, os sistemas de refrigeração em cascata com ejetor apresentam, de uma forma geral, o desempenho superior ao dos sistemas sem ejetor. Além da melhoria nos aspectos termodinâmicos, os estudos mostram uma preocupação por parte dos autores em selecionar fluidos ambientalmente adequados. Nesse contexto, Salhi et al. (2018) ressaltam que a utilização de fontes de calor renováveis também vem ganhando espaço na literatura e se tornando um aspecto fundamental no cenário que tange a diminuição da degradação do meio ambiente, ao reduzir o consumo de energia elétrica na refrigeração.

Desse modo, Boyaghchi et al. (2016) realizaram um estudo teórico de um sistema cascata com ejetor, no qual está inserido no mesmo conjunto um ciclo solar com coletores de placas planas que utiliza o nanofluido água/óxido de cobre (CuO) como meio de transferência de calor. Este ciclo é interligado ao sistema por meio do circuito de absorção em cascata, que tem a solução LiBr/H₂O como par de fluido e temperatura do gerador adotada de 90°C. Já no circuito de baixa temperatura, os fluidos R134a, R1234ze, R1234yf, R407C e R22 são testados. Foi destacado na pesquisa que o uso das nanopartículas tem um efeito positivo no COP para todos os fluidos estudados, apesar de um pequeno incremento no custo. Os autores concluíram que o melhor fluido do ponto de vista termodinâmico é o R134a, que obteve aumento do COP e da eficiência exergética em termos percentuais de 9,34% e 0,58%, respectivamente, além disso, após a otimização multiobjetivo do sistema com R134a observou-se uma melhoria de cerca de 2% nos valores desses parâmetros. Já o fluido

refrigerante que acarreta menor custo total anual é o R1234ze, sendo o mais vantajoso para área mínima dos coletores de 680 m².

Na Tabela 2 são apresentadas as principais conclusões acerca dos trabalhos revisados nesta seção.

Tabela 2 – Resumo dos sistemas de refrigeração em cascata com ejetor

Autores	Fluidos refrigerantes	Abordagem/Configurações	Principais conclusões
Yari; Mahmoudi (2011)	R744/R744	Análise teórica de um SRC expansão com ejetor/subsistema de recuperação de calor residual do <i>gas cooler</i> e de um SRC expansão com ejetor.	COP aumenta com elevação de T_{evap} e os dois SRCs possuíram aumento de até 31,5% em relação ao SRC sem ejetor.
Aghazadeh Dokandari et al. (2014)	R717/R744	Análise teórica termodinâmica de um SRC com dois ejetores e comparação com SRC sem ejetor.	$\text{COP}_{\text{máx}}$ aumentou 7% e exergia destruída reduziu em 8% no SRC com dois ejetores para $T_{\text{cond}} = 30^\circ\text{C}$ e $T_{\text{evap}} = -45^\circ\text{C}$.
Megouli et al. (2016)	R744/R744	Análise teórica SRC transcrito/subsistema de recuperação de calor residual do <i>gas cooler</i> com ejetor.	Redução de 24% no consumo de energia para $T_{\text{gascooler}} = 45^\circ\text{C}$ e aumento do COP de 37% em relação ao sem ejetor
Megdoui et al. (2017)	R744/N ₂ O	Avaliação teórica de um SRC exp. transcrito com 2 ejetores e um SRC 2 ejetores/ um subsistema de recuperação de calor residual do <i>gas cooler</i> .	$\text{COP}_{\text{máx}}$ é 1,33 para o SRC com subsistema e 1,2 para o SRC convencional.
Li et al. (2018)	R290/R170	Análise experimental termodinâmica de um SRC com ejetor.	Redução de 4,77% no consumo de energia em relação ao SRC sem ejetor.
Sanaye et al. (2019)	R600a; R1233zd(E); R601a – AT R290, R152a, R1234ze(E) e R1234yf - BT	Avaliação teórica termoeconômica de um SRC com dois ejetores.	R600/R152a melhor par de refrigerante com $\text{COP}_{\text{máx}} = 0,40$; Redução de 31% do consumo de energia elétrica, custo 6% menor e η_{exer} aumenta 25% em relação ao SRC com apenas um ejetor.

Legenda: SRC =sistema de refrigeração cascata

AT= ciclo de alta temperatura

BT = ciclo de baixa temperatura.

Fonte: Elaborado pela autora.

2.5 Energia solar aplicada a refrigeração

Ao se tratar de consumo de energia elétrica, sabe-se que os sistemas de refrigeração se destacam pelo seu alto consumo. Desse modo, nesta seção é introduzida a utilização de uma fonte de energia renovável (energia solar) na refrigeração, que pode ser integrada aos sistemas auxiliando em um melhor aproveitamento da energia.

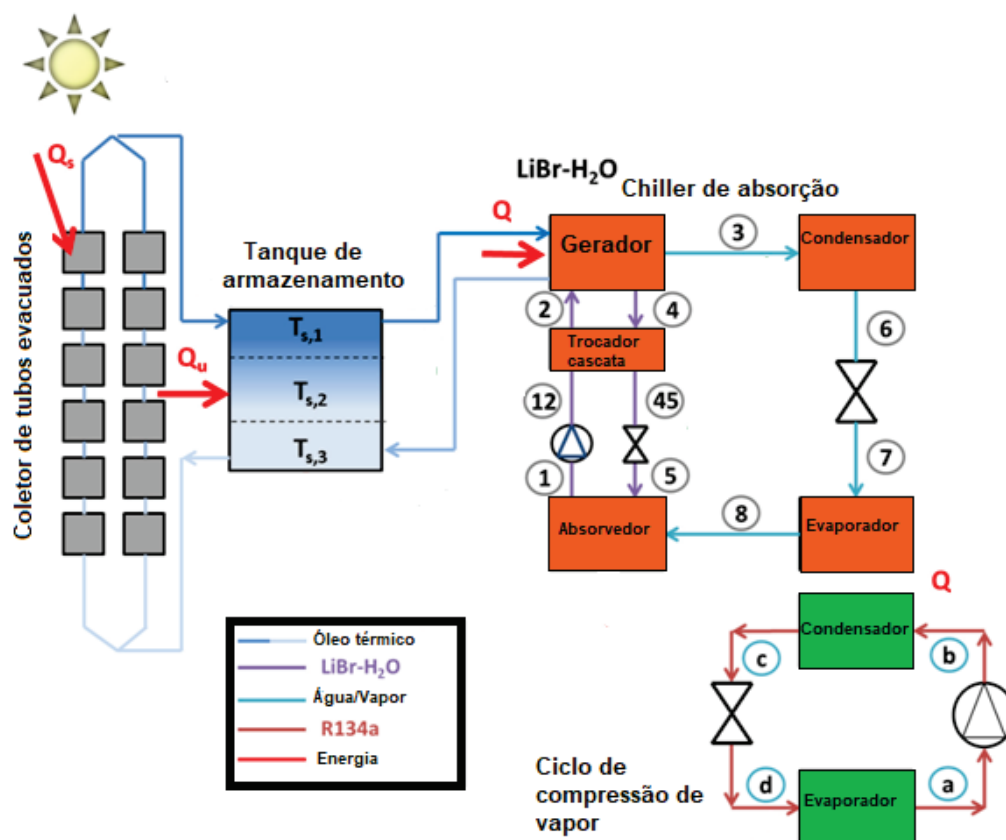
Bellos et al. (2016) avaliaram por meio de uma análise termoeconômica a utilização de energia solar na refrigeração. Para isso os autores testaram quatro tipos de coletores, sendo eles: placa plana, tubos evacuados (ETC), calha parabólica (PTC) e parabólico compostos, em um *chiller* de absorção que trabalha com LiBr-H₂O. O sistema é separado em três partes: campo de coletores solares, tanque de armazenamento e o *chiller* de absorção, o sistema opera com água pressurizada a uma pressão de 500 kPa (5 bar), o coeficiente de perda de calor do tanque é de 0,5 W/m²K, e essa água entra no gerador do sistema de absorção com uma temperatura próxima da temperatura do gerador (ΔT reduzido), o que leva a uma boa utilização da energia da fonte de calor. Um valor alto para temperatura da fonte aumenta o COP do sistema, porém diminui a eficiência térmica do coletor, desse modo, os autores otimizaram esse parâmetro para os 4 tipos de coletores selecionados. Foi concluído que a temperatura ótima da fonte de calor foi 124°C, e o coletor de calha parabólica foi o que obteve a maior eficiência exergética e o maior COP, seguido pelo de coletores de tubos evacuados. Ao incluir os aspectos econômicos, foi concluído na pesquisa que a melhor combinação de eficiência e custos é para o coletor de tubos evacuados, que por aproveitar a radiação difusa teve a área dos coletores reduzida.

Kerme et al. (2017) realizaram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração por absorção com brometo de lítio e água (LiBr-H₂O) acionado por energia solar. Os autores destacaram que apesar do baixo desempenho e elevado custo em relação aos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, os sistemas de absorção são promissores para aplicação de energia solar, uma vez que eles podem utilizar energia que não foi aproveitada no processo original. A temperatura do gerador em 95°C, temperatura ambiente em torno de 35°C e área coletores de 33,45 m² foram alguns dos dados de entrada para desenvolvimento da modelagem, além disso, foi selecionado o coletor de placa plana de superfície seletiva evacuada para o estudo, já que eles possuem maior eficiência que os coletores de placa plana de vidro simples e duplo. Foi apresentado no estudo que o ganho de calor útil variou conforme a intensidade de radiação, o que significa que o seu pico foi ao meio dia, porém com o tanque de armazenamento térmico com temperatura variando entre 90°C e 100°C durante as 24 horas do dia, o sistema pode usufruir da energia armazenada mesmo

durante o período noturno. Os autores concluíram que tanto a eficiência exergética quanto o COP diminuem à medida que se aumenta a temperatura de do gerador além de um valor ótimo, sendo que o COP atingiu seu o valor máximo igual a 0,78 para a temperatura do gerador de 65°C. Ao contrário disso, a capacidade frigorífica bem como as perdas de exergia do sistema aumentaram com o aumento da temperatura citada. Segundo os pesquisadores, uma forma de reduzir essas perdas de exergia é aumentar a efetividade do trocador de calor da solução, dessa forma o desempenho do sistema de absorção aumenta, o que reduz a perda de exergia nos principais componentes.

Bellos et al. (2017) ressaltaram que associar ciclos de compressão de vapor com ciclos de absorção em cascata, pode reduzir em até 50% o consumo de energia elétrica pelos compressores do ciclo de baixa temperatura. Dessa forma, eles realizaram análises de energia, exergia, econômica e ambiental de um sistema de refrigeração em cascata de absorção-compressão que é acionado por energia solar, apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Sistema de refrigeração em cascata de absorção - compressão acionado por energia solar.



Fonte: Adaptado de Bellos et al. (2017).

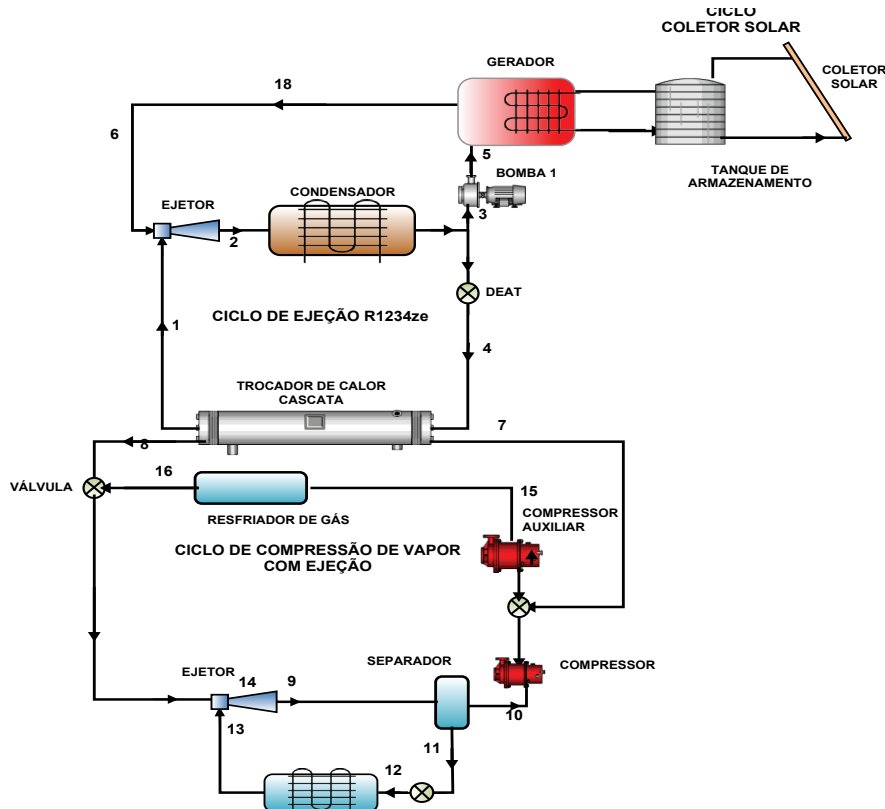
O coletor solar térmico escolhido foi o de tubos evacuados e o mesmo par de fluidos do estudo anterior (LiBr-H₂O) foram utilizados, já para o ciclo de compressão de vapor utilizou-se o R134a. Alguns parâmetros de operação fixos foram adotados, tais como área coletora igual a 300m² e carga máxima de refrigeração de 70kW. Os autores concluíram que o coeficiente de desempenho diário do sistema aumenta com a elevação da temperatura de evaporação, e é máximo para a temperatura ótima do gerador de 93°C, atingindo aproximadamente 0,32 para um caso de operação de temperatura de condensação de 40°C e de temperatura de evaporação de -20°C. Para as mesmas condições de trabalho, a eficiência exergética máxima atingida pelo sistema foi de 0,051. Além disso, foi concluído que para as temperaturas de condensação de 30°C, 40°C e 50°C, a economia de energia atingiu picos de 60,31%, 76,14% e 79,14%, respectivamente. E o tempo de retorno do investimento (*payback*) é de aproximadamente 14 anos, o que é considerado viável pelos pesquisadores, uma vez que além de utilizar uma fonte de energia renovável, o consumo de energia elétrica é reduzido de forma considerável para todas as condições de operação estudadas.

Li et al. (2020) propuseram um sistema de refrigeração cascata com ejedor que trabalha com par de refrigerantes R1234ze/CO₂, apresentado na Figura 17 e o comparou com um sistema de refrigeração expansão por ejedor (EERS) que utiliza o fluido CO₂, sendo que ambos usam a energia solar como fonte de energia. O sistema cascata possui um compressor auxiliar, bem como um subsistema de coletor solar composto pelo coletor parabólico, tanque de armazenamento e uma bomba, e tem como objetivo fornecer energia térmica para todo o ciclo, já o tanque de armazenamento de energia foi inserido para lidar com as variações da radiação solar ao longo de um dia. Os parâmetros de entrada do sistema cascata incluem temperaturas fixas do gerador, condensador e evaporador, com valores de 80°C, 40°C e 20°C, respectivamente. Os autores concluíram que o COP do sistema cascata aumenta cerca de 18%, quando a diferença de temperatura do trocador de calor diminui de 5°C para 3°C, e que quanto maior as cargas de resfriamento, maior o consumo de energia do sistema em ambos sistemas estudados. Além disso, com a área do coletor menor, o consumo de energia do sistema cascata é menor que do EERS, os autores afirmam ainda, que para área coletora de 15m², o ciclo em cascata consegue cobrir cerca de 89% de resfriamento, sem a necessidade de energia extra.

Khalilzadeh et al. (2019) analisaram um sistema de refrigeração em cascata integrado com um Ciclo Rankine Orgânico (CRO) e um sistema solar composto pelos coletores solares parabólicos, que operam os fluidos R717/R744. No sistema proposto, através da recuperação residual do ciclo cascata, foi feita o pré-aquecimento do fluido de trabalho do ciclo solar com objetivo de diminuir o calor que seria perdido no ciclo cascata. Os pesquisadores concluíram que o consumo de energia dos compressores do sistema cascata é reduzido ao integrar os

sistemas, sendo que para gerar 100 kW a -55°C de refrigeração no evaporador a potência elétrica consumida é de 3.253,44 kWh/dia no sistema cascata tradicional. Enquanto isso, no sistema proposto, a potência da rede elétrica é aproximadamente 5,7 vezes menor, atingindo o valor de 567,01 kWh/dia. Além disso, o COP chega a valores de 4,23, o que é significativamente maior do que um cascata convencional, de acordo com os autores.

Figura 17 - Esquema de sistema de refrigeração cascata com ejetor e energia solar.



Fonte: Adaptado de Li et al. (2020).

Diante do exposto, nota-se que as pesquisas analisadas tem como principais objetivos encontrar maneiras para a redução do consumo de energia e melhoria do desempenho, especialmente em aplicações de ar condicionado, bem como a preocupação com a seleção de fluidos refrigerantes com baixo GWP. Nesse sentido, a utilização de ejetores, de energia solar e o uso de hidrocarbonetos, hidrofluorolefinas e fluidos naturais foram as principais soluções encontradas e dessa forma, são tendência nas pesquisas relacionadas a refrigeração. Com isso, no presente estudo será proposto uma nova configuração de sistema de refrigeração em cascata para aplicação em supermercados, com o uso de um ciclo coletor solar, dois ejetores, dois evaporadores além da utilização de fluidos que tem menor potencial de aquecimento global. Desse modo, os custos de operação e ambiental, bem como uma análise termoeconômica será realizada.

3 MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo apresenta as equações e as considerações utilizadas na modelagem matemática do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores (SRCE). Nesta etapa serão realizados os balanços de massa, energia e exergia, bem como, a modelagem econômica do sistema.

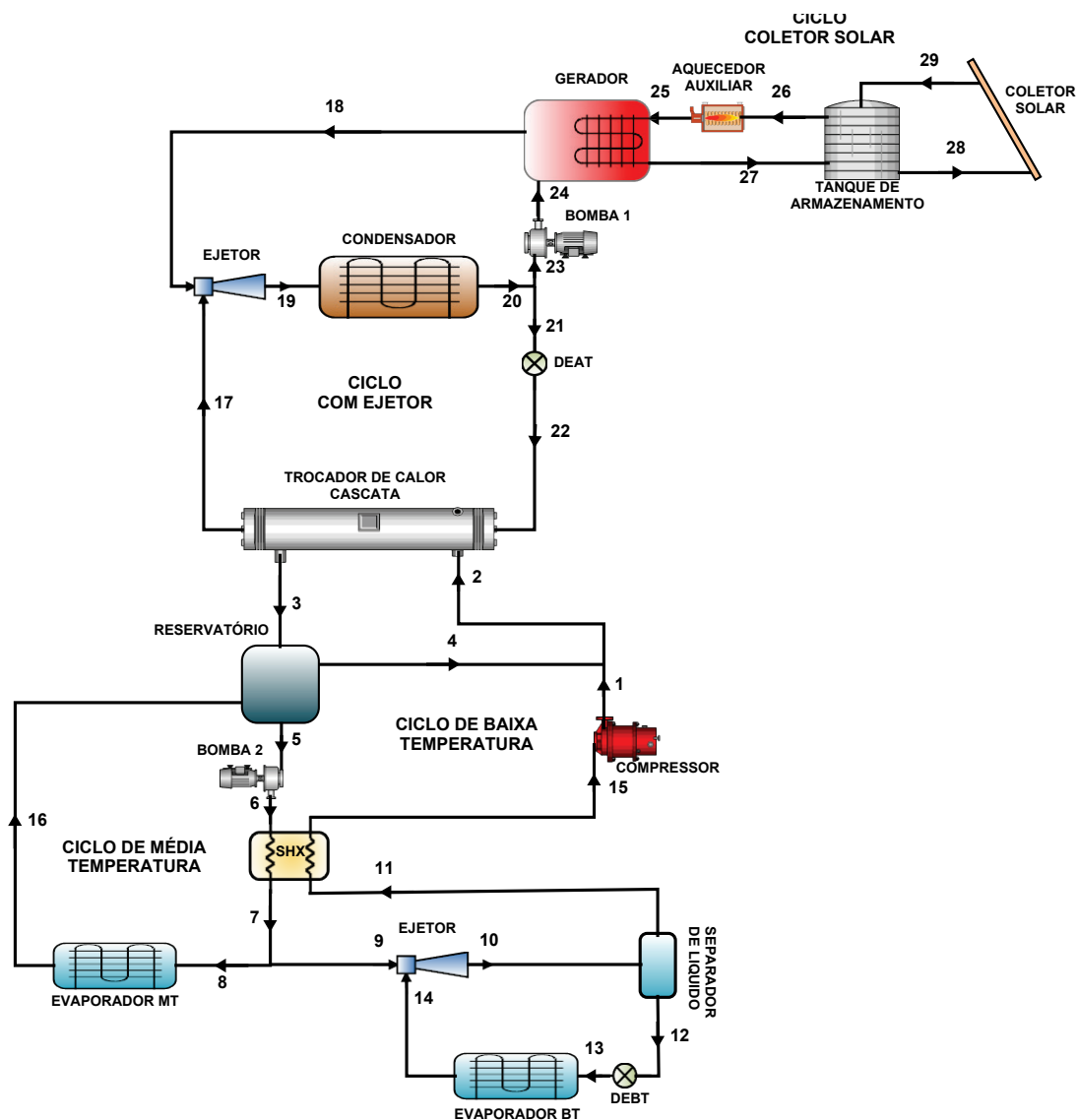
3.1 Modelo energético do SRCE

O modelo matemático do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores (SRCE), Figura 18, é composto por um ciclo coletor solar, um ciclo de alta temperatura, além dos ciclos de média e baixa temperatura.

No sistema proposto o fluido refrigerante utilizado nos ciclos de média e baixa temperatura é o CO₂ (R744), enquanto que no ciclo de alta serão testados três fluidos. O sistema cascata possui um ciclo de alta temperatura constituído por um gerador, interligado em um subsistema de aquecimento (ciclo coletor solar), um ejedor do tipo vapor-vapor, um condensador, uma bomba de alta temperatura e uma válvula de expansão de alta temperatura (DEAT), além de regiões de baixa e média temperatura, estas estão ligadas a região de alta por meio de um trocador de calor cascata. A região de baixa temperatura é composta por um compressor, um separador de líquido, um evaporador de baixa temperatura, uma válvula de expansão de baixa temperatura (DEBT) e por um ejedor líquido-vapor, essa região compartilha um reservatório, um trocador de calor de linha de sucção (SHX) e uma bomba com o ciclo de média temperatura, que também possui um evaporador. O ciclo coletor solar é composto por coletores solares do tipo tubo evacuado (ETC), um tanque de armazenamento, um aquecedor e o gerador no qual um fluido aquecido cede calor para o refrigerante da região de alta temperatura.

Neste sistema, em que uma das aplicações está relacionada ao setor supermercadista, o evaporador de baixa temperatura tem a função de manter os alimentos congelados e o evaporador de média temperatura faz parte do sistema de condicionamento do ar ambiente. Salienta-se que o ciclo de média temperatura utiliza o R744 como fluido secundário, mas nesta aplicação este fluido muda de fase ao trocar calor no evaporador MT o que proporciona um coeficiente de transferência de calor mais elevado reduzindo o tamanho do trocador de calor, além de evitar a utilização no sistema de mais um tipo de fluido.

Figura 18 - Esquema do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores



Fonte: Elaborado pela autora.

As seguintes premissas são adotadas para confecção do modelo:

- a) Regime permanente;
- b) Variações de energia cinética e potencial são desprezadas;
- c) As perdas de pressão nas tubulações e trocadores de calor são desprezadas;
- d) Comportamento das válvulas de expansão é isoentálpico;
- e) Líquido saturado na saída do condensador;
- f) Vapor saturado na saída do evaporador de baixa temperatura;
- g) Somente vapor e líquido saturado saem do separador de líquido;
- h) Compressor adiabático.

Na modelagem do sistema estudado e representado na Figura 18 foram aplicadas as equações de conservação de massa e de energia representadas, respectivamente, pelas Equações (4) e (5).

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (4)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) = 0 \quad (5)$$

Onde o índice “e” indica entrada e “s”, saída, a Equação (4) representa o somatório das vazões mássicas de entrada e saída de um sistema. Enquanto isso, na Equação (5), os termos à esquerda representam em sequência, a taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$) e potência ($\dot{W}$), além disso, têm-se as entalpias específicas de entrada e saída (h_e) e (h_s), os termos $V^2/2$ e gz correspondem, respectivamente, à energia cinética e à energia potencial do fluido que passa no componente no qual foi realizado o volume de controle.

Os índices de 1 a 24 representam os estados termodinâmicos do SRCE, Figura 21, com exceção do ciclo coletor solar, que será apresentado posteriormente. Salienta-se que os índices 1 a 16 representam os estados das regiões de baixa e média temperatura e de 17 a 24 para a região de alta temperatura.

Ao simplificar a Equação (5), referente ao balanço de energia para o SRCE, foram obtidas as equações para os componentes dos ciclos de baixa e média temperatura, que são apresentadas a seguir:

- Evaporador de Baixa Temperatura (BT)

$$\dot{Q}_{\text{evap,BT}} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (6)$$

No qual $\dot{Q}_{\text{evap,BT}}$ indica a capacidade frigorífica do espaço refrigerado, onde serão armazenados os produtos congelados.

- Separador de Líquido

$$\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (7)$$

- Válvula de expansão de Baixa Temperatura (DEBT)

$$h_{12} = h_{13} \quad (8)$$

- Trocador de calor de linha de sucção (SHX)

$$\dot{m}_6 (h_6 - h_7) = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{15}) \quad (9)$$

- Reservatório

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_4 h_4 \quad (10)$$

- Evaporador de Média Temperatura (MT)

$$\dot{Q}_{\text{evapMT}} = \dot{m}_{16} (h_{16} - h_8) \quad (11)$$

Onde $\dot{Q}_{\text{evapMT}}$ indica a capacidade frigorífica do espaço refrigerado, relativo ao sistema de ar condicionado.

- Compressor

$$\dot{W}_c = \dot{m}_1 (h_1 - h_{15}) \quad (12)$$

$$\eta_c = \frac{h_{s1} - h_{15}}{h_1 - h_{15}} \quad (13)$$

$$\eta_c = 0,00476 rp_1^2 - 0,09238 rp_1 + 0,89810 \quad (14)$$

$$rp_1 = \frac{P_1}{P_{15}} \quad (15)$$

Onde $\dot{W}_c$ indica a potência consumida pelo compressor do sistema, h_{s1} é a entalpia para o processo de compressão isoentrópico, η_c representa a eficiência isoentrópica do compressor de CO₂, de acordo com Lee et al. (2006) e rp_1 é a razão de pressão do compressor.

- Bomba 2

$$\dot{W}_{B2} = \frac{\dot{m}_5 v_5 \Delta P_{B2}}{\eta_{B2}} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (16)$$

$$\Delta P_{B2} = P_6 - P_5 \quad (17)$$

Onde $\dot{W}_{B2}$ indica a potência produzida pela Bomba 2, comum ao ciclos de média e baixa temperatura, v_5 representa o volume específico, do fluido que passa pela bomba, ΔP_{B2} representa a variação de pressão e η_{B2} é a eficiência isoentrópica da bomba 2

- Trocador de calor em cascata

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_{22} (h_{17} - h_{22}) = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) \quad (18)$$

Através da simplificação da Equação (5), também obtém-se as equações de balanço de energia para os componentes do ciclo de alta temperatura:

- Condensador

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{19} (h_{19} - h_{20}) \quad (19)$$

Onde $\dot{Q}_{COND}$ indica a quantidade de calor rejeitado do sistema para o ambiente.

- Bomba de Alta Temperatura (Bomba 1)

$$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_{24} (h_{24} - h_{23}) \quad (20)$$

Onde $\dot{W}_{B1}$ indica a potência produzida pela bomba de alta temperatura.

- Válvula de expansão de Alta Temperatura (DEAT)

$$h_{21} = h_{22}$$

- Gerador

$$\dot{Q}_{GER} = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{24}) \quad (21)$$

No qual $\dot{Q}_{GER}$ representa a quantidade de calor fornecida do ciclo coletor solar ao sistema em cascata.

O coeficiente de desempenho do sistema em cascata (COP_{SRCE}) é calculado como a razão entre a capacidade frigorífica total do sistema e a energia líquida fornecida, dada pela Equação (22):

$$COP_{SRCE} = \frac{\dot{Q}_{evapMT} + \dot{Q}_{evapBT}}{\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{Q}_{GER} + \dot{W}_C} \quad (22)$$

3.2 Modelo para os ejetores

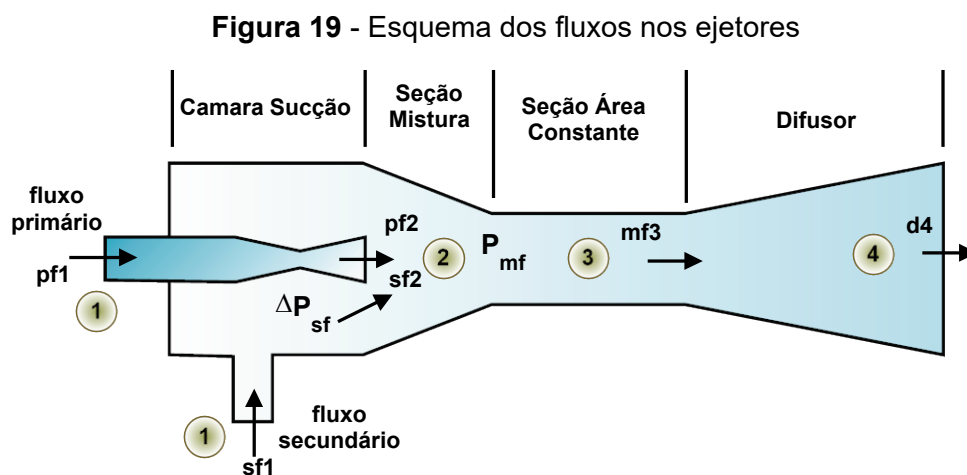
Os ejetores são componentes importantes no sistema em cascata estudado, e para análise desses componentes foram utilizados os modelos descritos por Bellos et al. (2016), para o ejetor pertencente ao ciclo de alta temperatura, e por Li et al. (2014) para o ejetor de baixa temperatura.

É imprescindível destacar, neste ponto, a razão de arraste (ω) desses ejetores. As Equações (23) e (24) calculam a quantidade de fluxo secundário, vindo do evaporador, que foi arrastada a partir do fluxo primário, que pode vir do gerador, no caso do ejetor vapor-vapor disposto no ciclo de alta temperatura, conforme Equação (23), ou do condensador quando se analisa o ejetor bifásico (líquido-vapor) referente ao ciclo de baixa temperatura, representado pela Equação (24).

$$\omega_{VV} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_{18}} \quad (23)$$

$$\omega_{LV} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_9} \quad (24)$$

A Figura 19 mostra um esquema dos fluxos nos ejetores e a nomenclatura utilizada nas equações do modelo.



Fonte: Elaborado pela autora.

3.2.1 Modelo ejedor vapor-vapor

Algumas suposições são consideradas na modelagem deste ejedor:

- O fluxo dentro do ejedor é considerado como de equilíbrio homogêneo unidimensional;
- O processo de mistura dos fluxos dentro do ejedor ocorre a pressão constante;
- As velocidades dos fluxos na entrada e saída do ejedor são desprezadas;
- As eficiências do bocal de sucção e primário, seção de mistura e difusor devem ser consideradas devido as perdas por atrito que ocorrem no ejedor;
- Os fluxos primário e secundário só se misturam quando adquirem a mesma pressão, que se mantém constante ao longo da mistura;
- O ejedor não troca calor com o ambiente.

O ejedor pertencente ao ciclo de alta temperatura recebe vapor saturado, vindo do gerador, no bocal primário (pf), e do evaporador em cascata no bocal secundário (sf), resultando em um fluxo de vapor na saída desse componente. Adotando o princípio de conservação de energia, as equações bocal primário e secundário deste ejedor são dadas a seguir:

$$h_{pf1} = h_{pf2} + \frac{V_{pf2}^2}{2} \quad (25)$$

$$\eta_{mn} = \frac{h_{pf1} - h_{pf2}}{h_{pf1} - h_{pf2s}} \quad (26)$$

$$P_{mf} = P_{sf2} - \Delta P_{sf} \quad (27)$$

$$h_{sf1} = h_{sf2} + \frac{V_{sf2}^2}{2} \quad (28)$$

$$\eta_{sn} = \frac{h_{sf1} - h_{sf2}}{h_{sf1} - h_{sf2s}} \quad (29)$$

Onde h_{pf1} e h_{pf2} representam, respectivamente, a entalpia específica na entrada do bocal primário e de sucção, h_{pf2s} é a entalpia específica para o processo isoentrópico no bocal

primário, $v_{pf2}^2/2$ é a velocidade do fluxo primário na saída deste bocal, η_{mn} e η_{sn} são, em sequência, as eficiências do bocal primário e secundário. Além disso, a pressão de mistura dos fluxos é dada por P_{mf} e é menor que a pressão do evaporador (P_{17}), a diferença entre essas pressões é dada pela queda de pressão no bocal de sucção ($\Delta P_{sf,vv}$). Enquanto isso, para o bocal de sucção, as entalpias específicas na entrada desse bocal e na entrada da seção de mistura são representadas, respectivamente, por h_{sf1} e h_{sf2} , h_{sf2s} é a entalpia do processo isoentrópico no bocal secundário. A velocidade do fluxo secundário, antes de ser misturado ao outro fluxo, é dado por $V_{sf2}^2/2$.

A fim de se calcular ΔP_{sf} , a Equação (30) é introduzida e mostra que a diferença entre a temperatura de evaporação na pressão de saturação e a temperatura na saída do bocal de sucção também na saturação é igual a diferença de temperatura equivalente no bocal de sucção no ejetor vapor-vapor ($\Delta T_{eq,vv}$).

$$\Delta T_{eq,vv} = T(P_{17}; x=1) - T(P_{17} - \Delta P_{sf,vv}; x=1) \quad (30)$$

Aplicando as equações de quantidade de movimento e conservação de energia para a seção de mistura e difusor do ejetor vapor-vapor, tem-se:

$$V_{mf3} = \sqrt{\eta_m} \left(\frac{1}{1 + \omega_{vv}} V_{pf2} + \frac{\omega_{vv}}{1 + \omega_{vv}} V_{sf2} \right) \quad (31)$$

$$h_{mf3} = \frac{h_{pf2} + \frac{v_{pf2}^2}{2} + \omega_{vv} \left(h_{sf2} + \frac{v_{sf2}^2}{2} \right)}{1 + \omega_{vv}} - \frac{V_{mf3}^2}{2} \quad (32)$$

$$h_{d4} = h_{mf3} + \frac{V_{mf3}^2}{2} \quad (33)$$

$$\eta_d = \frac{h_{ds4} - h_{mf3}}{h_{d4} - h_{mf3}} \quad (34)$$

Onde V_{mf3} é a velocidade do fluxo na seção de mistura, η_m e h_{mf3} são a eficiência e a entalpia específica, respectivamente, nessa seção. A entalpia do difusor é representada por h_{d4} , e h_{ds4} .

3.2.2 Modelo ejedor líquido-vapor

O ejedor bifásico (líquido-vapor) que está disposto no ciclo de baixa temperatura recebe vapor saturado, vindo do evaporador BT, e líquido saturado que vem da bomba 2, resultando em um fluxo no estado líquido-vapor na saída desse componente.

As principais premissas adotadas para este ejedor são:

- As velocidades na entrada e saída do ejedor são desprezadas;
- As eficiências do bocal de sucção e primário, seção de mistura e difusor devem ser consideradas devido as perdas por atrito que ocorrem dentro do ejedor;
- Os fluxos primário e secundário só se misturam quando adquirem a mesma pressão, que se mantém constante ao longo da mistura.

A Equação (35) mostra a variação de pressão do bocal de sucção ($\Delta P_{sf,lv}$) entre a pressão do evaporador de baixa temperatura (P_{14}) e a pressão no bocal secundário (P_{mf}).

O $\Delta P_{sf,lv}$ será determinado pela Equação (37) em função da pressão de saturação correspondente ao $\Delta T_{eq,lv}$. Essa $\Delta T_{eq,LV}$ é a diferença de temperatura equivalente do ejedor bifásico, dado pela diferença entre a temperatura de evaporação na saída do evaporador BT (T_{14}) e a temperatura no bocal secundário (T_K), conforme Equação (36).

$$P_{mf,lv} = P_{14} - \Delta P_{sf,lv} \quad (35)$$

$$\Delta T_{eq,LV} = T_{14} - T_K \quad (36)$$

$$\Delta P_{sf,lv} = P(T_{14}; x = 1) - P(T_K; x = 1) \quad (37)$$

Adotando o princípio de conservação de massa e de energia, as propriedades do bocal primário e secundário do ejedor são apresentadas abaixo:

$$h_{pf2} = h_{pf1} - \eta_{mn} (h_{pf1} - h_{pf2s}) \quad (38)$$

$$h_{pf2s} = h(P_{mf}; s_{pf1}) \quad (39)$$

$$V_{pf2}^2 = 2(h_{pf1} - h_{pf2}) \quad (40)$$

$$A_{pf2} = \frac{1}{(1 + \omega_{LV}) \rho_{pf2} V_{pf2}} \quad (41)$$

$$P_{pf2} = P_{mf} \quad (42)$$

$$h_{sf2s} = (P_{mf}; s_{sf1}) \quad (43)$$

$$h_{sf2} = h_{sf1} - \eta_{sn} (h_{sf1} - h_{sf2s}) \quad (44)$$

$$V_{sf2}^2 = 2(h_{sf1} - h_{sf2}) \quad (45)$$

$$A_{sf2} = \frac{\omega_{LV}}{(1 + \omega_{LV}) \rho_{sf2} V_{sf2}} \quad (46)$$

Onde os índices pf e sf referem-se, respectivamente, as propriedades dos bocais primário e secundário, onde (V) representa as velocidades nos pontos indicados e (A) representa a área da seção. Ademais, s_{pf1} é a entropia específica na entrada do bocal primário, enquanto h_{pf2s} representa a entalpia específica para o processo isoentrópico, as eficiências do bocal primário e secundário são expressas, em sequência, por η_{mn} e η_{sn} .

Aplicando as equações de quantidade de movimento e conservação de energia e analisando as propriedades do fluxo na seção de mistura e na saída do difusor do ejeto do ciclo de baixa temperatura, tem-se:

$$V_{mf3} = \sqrt{\eta_{ms}} \left(\frac{1}{1 + \omega_{LV}} V_{pf2} + \frac{\omega_{LV}}{1 + \omega_{LV}} V_{sf2} \right) \quad (47)$$

$$h_{mf3} = \frac{1}{1 + \omega_{LV}} \left(h_{pf2} + \frac{V_{pf2}^2}{2} \right) + \frac{\omega_{LV}}{1 + \omega_{LV}} \left(h_{sf2} + \frac{V_{sf2}^2}{2} \right) - \frac{V_{mf3}^2}{2} \quad (48)$$

$$ss_{d4} = s_{mf3} \quad (49)$$

$$h_{d4} = h_{mf3} + \frac{V_{mf3}^2}{2} \quad (50)$$

$$h_{d4s} = h_{mf3} + \eta_d (h_{d4} - h_{mf3}) \quad (51)$$

Onde os índices d e mf referem-se, respectivamente, as propriedades do difusor e da seção de mistura, onde V_{mf3} representa a velocidade na seção de mistura. A entropia específica s_{mf3} é igual à s_{d4} no processo isoentrópico, enquanto h_{d4s} representa a entalpia específica para esse processo. As eficiências da seção de mistura e no difusor, em sequência, por η_{ms} e η_d respectivamente.

O título na saída do difusor e a razão de aumento de pressão do ejeter líquido-vapor são expressos pelas Equações (52) e (53), respectivamente..

$$x_{d4} = \frac{1}{1 + \omega_{LV}} \quad (52)$$

$$PLR = \frac{P_{d4}}{P_{sf1}} \quad (53)$$

3.3 Modelo Ciclo Coletor Solar

Para a modelagem matemática do ciclo coletor solar, inicialmente, analisa-se o coletor solar de tubos evacuados (ETC), selecionado para o sistema em estudo, conforme as Equações (54) a (57). E o coeficiente de desempenho solar (SCOP) é dado como a razão entre a capacidade frigorífica total do sistema e a soma das taxas de transferência de calor dos componentes do sistema e da potência fornecida, Equação (58).

$$Q_{col} = A_{col} G_T \quad (54)$$

$$\eta_{col} = 0,687 - 1,505 \left(\frac{T_{28} - T_{amb}}{G_T} \right) - 0,011 \frac{(T_{28} - T_{amb})^2}{G_T} \quad (55)$$

$$\dot{Q}_u = \eta_{col} Q_{col} \quad (56)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_{col} c_{p,col} (T_{29} - T_{28}) \quad (57)$$

$$SCOP = \frac{\dot{Q}_{evapMT} + \dot{Q}_{evapBT}}{\dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2} + \dot{Q}_{GER} + \dot{W}_C + Q_{col} + \dot{Q}_{combus}} \quad (58)$$

Onde a quantidade de calor solar disponível para o sistema (Q_{col}) considerando a área do coletor solar (A_{col}) e a irradiação solar, representada por G_T , η_{col} indica a eficiência térmica do coletor dada por Bellos; Tzivanidis (2017), T_{28} é a temperatura que sai da parte inferior do tanque de armazenamento para o coletor solar, e T_{amb} é a temperatura ambiente. Nas Equações (56) e (57), o termo $\dot{Q}_u$ representa a taxa de transferência de calor útil advindo da quantidade de calor solar disponível, $\dot{m}_{col}$ é a vazão mássica do fluido que passa pelo coletor e T_{29} é a temperatura do fluido que sai no coletor solar e entra no tanque de armazenamento. O calor específico térmico a pressão constante, do fluido que passa pelo coletor, é representado por cp_{col} .

Para a modelagem matemática do tanque de armazenamento, adotou-se que esses eles são separados em três zonas de estratificação. Dessa forma, têm-se as Equações de (59) a (61), respectivamente, para as zonas 1, 2 e 3:

$$U_T A_{T1} (T_{st1} - T_{amb}) = \dot{m}_{col} cp_{col} (T_{29} - T_{st1}) + \dot{m}_s cp_{col} (T_{st2} - T_{st1}) \quad (59)$$

$$U_T A_{T2} (T_{st2} - T_{amb}) = \dot{m}_{col} cp_{col} (T_{st1} - T_{st2}) + \dot{m}_s cp_{col} (T_{st3} - T_{st2}) \quad (60)$$

$$U_T A_{T3} (T_{st3} - T_{amb}) = \dot{m}_{col} cp_{col} (T_{st2} - T_{st3}) + \dot{m}_s cp_{col} (T_{27} - T_{st3}) \quad (61)$$

Onde U_T é o coeficiente global de perda térmica do tanque, A_T são as áreas superficiais das zonas, de acordo com o índice, as vazões mássicas do gerador e do coletor tem valores idênticos e estão representados pelos termos, respectivamente, $\dot{m}_s$ e $\dot{m}_{col}$. As temperaturas nas zonas 1, 2 e 3, são representadas por T_{st1} , T_{st2} e T_{st3} , enquanto que, T_{27} que a temperatura em que o fluido sai do gerador e entra na zona 3 do tanque.

A área das zonas estratificadas do tanque de armazenamento pode ser calculada com as seguintes equações:

$$A_{T1} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} L_{st}}{3} \quad (62)$$

$$A_{T2} = \frac{\pi D_{st} L_{st}}{3} \quad (63)$$

$$A_{T3} = \frac{\pi D_{st}^2}{4} + \frac{\pi D_{st} L_{st}}{3} \quad (64)$$

Onde o diâmetro (D_{st}) e a altura do tanque (L_{st}) são assumidos como o mesmo valor, conforme Bellos; Tzivanidis (2017).

Neste ponto, determinou-se também que algumas temperaturas relativas ao tanque de armazenamento podem ser igualadas, tais como:

$$T_{28} = T_{st3} \quad (65)$$

$$T_{26} = T_{st1} \quad (66)$$

Onde T_{26} corresponde a temperatura do fluido que sai da zona 1 do tanque e vai para o gerador e T_{28} é a mesma temperatura da zona de estratificação 3 do tanque.

A quantidade de calor que sai do sistema coletor solar para o sistema de refrigeração e a transferência de calor entre o fluido que circula neste sistema (água) e o fluxo de refrigerante pode ser calculada pela Eq. (67)

$$\dot{Q}_{GER} = \dot{m}_s cp_{col} (T_{29} - T_{27}) = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{24}) \quad (67)$$

3.3.1 Modelo Aquecedor Auxiliar

O aquecedor auxiliar está presente na região do ciclo coletor solar, e ele é acionado em situações em que a energia advinda do coletor solar (ETC) não for suficiente para manter todo o sistema de refrigeração em cascata funcionando, como pode ocorrer em períodos noturnos ou em estações chuvosas. A modelagem desse componente é apresentada nas Equações (68) a (71).

$$\dot{Q}_{aq,aux} = \dot{m}_{col} cp_{H2O} (T_{s,in} - T_{st1}) \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{combust} = \frac{\dot{Q}_{aq,aux}}{\eta_{cam,combust}} \quad (69)$$

$$\dot{Q}_{\text{combust}} = \dot{m}_{\text{comb}} \text{PCI}_{\text{CH}_4} \quad (70)$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{V_{\text{comb}}}{\dot{V}_{\text{comb}}} \quad (71)$$

No qual $\dot{Q}_{\text{aq,aux}}$ é a taxa de transferência de calor do aquecedor auxiliar, $\dot{Q}_{\text{combust}}$ expressa a taxa de transferência de calor total por combustão que é dada pelo produto da vazão mássica de combustível ($\dot{m}_{\text{comb}}$) e o poder calorífico inferior do combustível metano (PCI_{CH_4}). A vazão volumétrica de combustível é dada por V_{comb} e o volume específico de combustível é expressa por $\dot{V}_{\text{comb}}$ e a eficiência da câmara de combustão é $\eta_{\text{cam,combust}}$.

3.4 Modelo exergetico do SRCE

Ao analisar exergeticamente o sistema em estudo, a exergia destruída foi calculada para cada componente do SRCE. Esse parâmetro pode ser determinado através do balanço de exergia, como na Equação (72), ou por meio do cálculo da entropia gerada, Equação (75) que é obtida por meio do balanço de entropia como mostrado na Equação (74), de acordo com ÇENGEL; BOLES (2013).

$$\dot{E}x_D = \sum \left(1 - \frac{T_o}{T_K} \right) \dot{Q}_K - \dot{W} + \sum_e (\dot{m}_e \text{ex}_e) - \sum_s (\dot{m}_s \text{ex}_s) \quad (72)$$

Onde $\dot{E}x_D$ representa a taxa de exergia destruída, T_o é a temperatura do estado morto e ex é a exergia específica de fluxo, dada pela Equação (73).

$$\text{ex} = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (73)$$

A taxa de entropia gerada $\dot{S}_{\text{ger}}$ é detalhada na Equação (74). Na Equação (75) representa a taxa de exergia destruída obtida pelo Teorema de Gouy-Stodola.

$$\dot{S}_{\text{ger}} = \sum_s \dot{m}_s s_s - \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_k \frac{\dot{Q}_K}{T_K} \quad (74)$$

$$\dot{E}x_D = T_o \dot{S}_{\text{ger}} \quad (75)$$

Dessa forma é possível calcular a exergia destruída dos componentes do SRCE aplicando o balanço de exergia ou por meio da entropia gerada, conforme pode ser visto a seguir:

- Evaporador de Baixa Temperatura (BT)

$$\dot{S}_{\text{ger, evapBT}} = \dot{m}_{13} (s_{14} - s_{13}) - \frac{\dot{Q}_{\text{evapBT}}}{T_{\text{BT}}} \quad (76)$$

$$\dot{E}x_{\text{D}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, evapBT}} \quad (77)$$

No qual T_{BT} representa a temperatura da vizinhança em relação a câmara de congelados.

- Separador de Líquido

$$\dot{S}_{\text{ger, SL}} = (\dot{m}_{11} s_{11} + \dot{m}_{12} s_{12}) - \dot{m}_{10} s_{10} \quad (78)$$

$$\dot{E}x_{\text{D, SL}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, SL}} \quad (79)$$

- Válvula de expansão de Baixa Temperatura (DEBT)

$$\dot{S}_{\text{ger, DEBT}} = \dot{m}_{12} (s_{13} - s_{12}) \quad (80)$$

$$\dot{E}x_{\text{D, DEBT}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, DEBT}} \quad (81)$$

- Trocador de calor de linha de sucção (SHX)

$$\dot{S}_{\text{ger, SHX}} = (\dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_{15} s_{15}) - (\dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_{11} s_{11}) \quad (82)$$

$$\dot{E}x_{\text{D, SHX}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, SHX}} \quad (83)$$

- Reservatório

$$\dot{S}_{\text{ger, RESV}} = (\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_5 s_5) - (\dot{m}_3 s_3 + \dot{m}_{16} s_{16}) \quad (84)$$

$$\dot{E}x_{\text{D, RESV}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger, RESV}} \quad (85)$$

- Evaporador de Média Temperatura (MT)

$$\dot{S}_{\text{ger,evapMT}} = \dot{m}_8 (s_{16} - s_{18}) - \frac{\dot{Q}_{\text{evapMT}}}{T_{\text{MT}}} \quad (86)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,evapMT}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,evapMT}} \quad (87)$$

Onde T_{MT} representa a temperatura da vizinhança em relação ao espaço considerado de média temperatura.

- Bomba 2

$$\dot{S}_{\text{ger,bomba2}} = \dot{m}_5 (s_6 - s_5) \quad (88)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,bomba2}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,bomba2}} \quad (89)$$

- Compressor

$$\dot{S}_{\text{ger,COMP}} = \dot{m}_{15} (s_1 - s_{15}) \quad (90)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,COMP}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,COMP}} \quad (91)$$

- Ejetor Líquido-Vapor (Ciclo Baixa Temperatura)

$$\dot{S}_{\text{ger,ELV}} = \dot{m}_{10} s_{10} - (\dot{m}_9 s_9 + \dot{m}_{14} s_{14}) \quad (92)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,ELV}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,ELV}} \quad (93)$$

- Trocador de calor em cascata

$$\dot{S}_{\text{ger,Tcascata}} = (\dot{m}_{17} s_{17} + \dot{m}_3 s_3) - (\dot{m}_{22} s_{22} + \dot{m}_2 s_2) \quad (94)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,Tcascata}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,Tcascata}} \quad (95)$$

- Ejetor vapor-vapor (Ciclo Alta Temperatura)

$$\dot{S}_{\text{ger,EVV}} = \dot{m}_{19} s_{19} - (\dot{m}_{18} s_{18} + \dot{m}_{17} s_{17}) \quad (96)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,EVV}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,EVV}} \quad (97)$$

- Condensador

$$\dot{S}_{\text{ger,COND}} = \dot{m}_{20}(s_{20} - s_{19}) + \frac{\dot{Q}_{\text{COND}}}{T_{\text{amb}}} \quad (98)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,COND}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,COND}} \quad (99)$$

- Bomba de Alta Temperatura (Bomba 1)

$$\dot{S}_{\text{ger,bomba1}} = \dot{m}_{23}(s_{24} - s_{23}) \quad (100)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,bomba1}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,bomba1}} \quad (101)$$

- Válvula de expansão de Alta Temperatura (DEAT)

$$\dot{S}_{\text{ger,DEAT}} = \dot{m}_{21}(s_{22} - s_{21}) \quad (102)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,DEAT}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,DEAT}} \quad (103)$$

- Gerador

$$\dot{S}_{\text{ger,GER}} = (\dot{m}_{18}s_{18} + \dot{m}_{27}s_{27}) - (\dot{m}_{24}s_{24} + \dot{m}_{25}s_{25}) \quad (104)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,GER}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,GER}} \quad (105)$$

- Tanque

$$\dot{S}_{\text{ger,T}} = (\dot{m}_{26}s_{26} + \dot{m}_{28}s_{28}) - (\dot{m}_{27}s_{27} + \dot{m}_{29}s_{29}) - \frac{\dot{Q}_T}{T_{\text{amb}}} \quad (106)$$

$$\dot{E}x_{\text{D,T}} = T_0 \dot{S}_{\text{ger,T}} \quad (107)$$

- Coletor Solar

$$\dot{E}x_{\text{D,CS}} = \dot{m}_{28}(ex_{28} - ex_{29}) + \dot{Q}_{\text{col}} \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{\text{sol}}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{\text{sol}}} \right)^4 \right] \quad (108)$$

- Aquecedor

$$ex_{\text{combust}} = PCI_{\text{CH}_4} \quad (109)$$

$$\dot{E}x_{D,AQ} = \dot{m}_{\text{comb}} ex_{\text{combust}} + \dot{m}_{26} (ex_{26} - ex_{25}) \quad (110)$$

3.5 Modelo ambiental e econômico do SRCE

Um dos parâmetros utilizados para avaliação do impacto ambiental de sistemas de refrigeração é o TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*). Este parâmetro avalia os impactos diretos (vazamentos e reciclagem) e indiretos (consumo de energia) do sistema sobre o efeito estufa durante sua vida útil. O TEWI pode ser calculado pela Equação (111).

$$TEWI = \underbrace{GWP \left[(M \cdot L_{\text{anual}} \cdot n) + (M \cdot (1 - \alpha_{\text{recicla}})) \right]}_{\text{impactos diretos}} + \underbrace{\left[E_{\text{anual}} \cdot \lambda_{\text{CO}_2} \cdot n \right]}_{\text{impactos indiretos}} \quad (111)$$

na qual M é a massa de fluido refrigerante no sistema, L_{anual} massa anual de fluido refrigerante perdida por vazamento, n é a vida útil do sistema em anos, α_{recicla} é o percentual de reciclagem do fluido refrigerante, E_{anual} é consumo total de energia do sistema e λ_{CO_2} é a taxa de emissão de CO_2 por kWh da energia consumida para acionamento do sistema de refrigeração.

Segundo Sanaye et al. (2019) os valores do primeiro e o segundo termo (impactos diretos) da Equação (111) são reduzidos quando comparados aos valores dos impactos indiretos, principalmente, se os valores do GWP são reduzidos (≤ 300). Dessa forma, no presente trabalho o TEWI será avaliado considerando-se apenas os impactos indiretos do fluido refrigerante sobre o efeito estufa, sendo calculado pela Equação (112).

$$TEWI_{\text{indireto}} = \left[(E_{\text{anual,ele}} \cdot \lambda_{\text{CO}_2,\text{ele}}) + (E_{\text{anual,aq}} \cdot \lambda_{\text{CO}_2,\text{aq}}) \right] n \quad (112)$$

na qual $TEWI_{\text{indireto}}$ é o *Total Equivalent Warming Impact* indireto e considera apenas os impactos indiretos, sendo que $\lambda_{\text{CO}_2,\text{ele}}$ e $\lambda_{\text{CO}_2,\text{aq}}$ são, respectivamente, as taxas de emissão de CO_2 por kWh associada à energia elétrica e ao combustível no aquecedor consumidos pelo sistema.

Para a análise econômica do SRCE consideram-se apenas os custos de operação e ambiental. Dessa forma, o custo total anual (C_{total}) poder ser calculado pela Equação (113).

$$C_{\text{total}} = C_{\text{opera}} + C_{\text{ambiental}} \quad (113)$$

na qual C_{opera} é custo de operação anual dado pela Equação (114) e $C_{\text{ambiental}}$ é custo ambiental anual dado pela Equação (115).

$$C_{\text{opera}} = C_{\text{eletrico}} \left(\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{bomba1}} + \dot{W}_{\text{bomba2}} \right) t_{\text{opera}} + C_{\text{comb}} \left(\dot{Q}_{\text{combust}} \right) t_{\text{opera}} \quad (114)$$

na qual C_{eletrico} é o custo da energia elétrica, C_{comb} é o custo do combustível utilizado no aquecedor e t_{opera} é o tempo de operação do sistema por ano em horas.

$$C_{\text{ambiental}} = C_{\text{CO}_2} m_{\text{CO}_2} t_{\text{opera}} \quad (115)$$

na qual C_{CO_2} é custo associado à produção de CO_2 que segundo Aminyavari et al. (2014) e Carlsson et al. (2016) varia de 22 a 117 US\$/ton e m_{CO_2} é massa de CO_2 gerado pela operação do sistema dado pela Equação (116).

$$m_{\text{CO}_2} = \lambda_{\text{CO}_2, \text{ele}} \dot{W}_{\text{ele}} + \lambda_{\text{CO}_2, \text{aq}} \dot{Q}_{\text{aquecedor}} \quad (116)$$

4 METODOLOGIA

Este capítulo tem a finalidade de apresentar os parâmetros adotados no desenvolvimento do modelo matemático do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores (SRCE) para aplicação em supermercados, bem como a apresentação dos fluidos refrigerantes utilizados. O modelo matemático foi implementado no *software Engineering Equation Solver* (EES) (Klein, 2020), que abrange uma vasta quantidade de fluidos e suas propriedades, além da versatilidade e facilidade de resolução das equações e análise, permitindo a construção de tabelas e gráficos.

Os parâmetros termodinâmicos de entrada para as regiões de alta, média e baixa temperatura do SCRE definidos são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Parâmetros termodinâmicos de entrada para o SRCE.

Parâmetros Termodinâmicos	Valor
Capacidade Frigorífica do espaço de baixa temperatura $[\dot{Q}_{\text{evapBT}}]$	60 kW
Capacidade Frigorífica do espaço de média temperatura $[\dot{Q}_{\text{evapMT}}]$	70 kW
Temperatura do espaço de média temperatura $[T_{\text{MT}}]$	12 °C
Temperatura da câmara de congelados $[T_{\text{BT}}]$	- 30 °C
Grau de Superaquecimento SHX $[\Delta T_{\text{SUPER}}]$	10 °C
Diferença de temperatura no condensador $[\Delta T_{\text{COND}}]$	5 °C
Diferença de temperatura no evaporador de média temperatura $[\Delta T_{\text{evap,MT}}]$	5 °C
Diferença de temperatura no evaporador de baixa temperatura $[\Delta T_{\text{evap,BT}}]$	5 °C
Diferença de temperatura no trocador de calor em cascata $[\Delta T_{\text{casc}}]$	3 °C
Diferença de Temperatura Equivalente Ejetor LV $[\Delta T_{\text{eq,lv}}]$	0,5 K
Diferença de Temperatura Equivalente Ejetor VV $[\Delta T_{\text{eq,vv}}]$	3,5 K

Fonte: Elaborado pela autora.

A diferença de temperatura equivalente no bocal de sucção de um ejedor é um parâmetro utilizado para encontrar a queda de pressão nesse bocal (ΔP) que maximize o COP de sistemas de refrigeração, e o valores utilizados foram baseados na metodologia realizada por Mól et al. (2022).

A capacidade frigorífica do espaço de baixa temperatura foi definida de acordo com Sharma et al. (2014). A capacidade frigorífica do espaço de média temperatura está associada ao condicionamento de ar e foi definida considerando que o supermercado possui uma área média de 550 m² e que, segundo Bell Jr (2000), sua carga térmica pode ser estimada adotando-se que para cada 8 m² de área correspondem a 1 kW de carga térmica. Salienta-se que segundo dados publicados no site de Diniz (2018), no Brasil os supermercados têm em média entre 500 e 600 metros quadrados de área de venda e que os maiores supermercados aproximam-se dos 1.500 m².

O SRCE em estudo dispõe de um evaporador de baixa temperatura (BT), que está associado à conservação de alimentos congelados e também de um evaporador de média temperatura (MT) que tem função de fornecer água gelada para o ar condicionado do supermercado.

As temperaturas de condensação e de evaporação (MT e BT) são definidas a partir da estimativa de diferenças de temperaturas em cada um dos trocadores, sendo calculadas pelas Equações (117), (118) e (119).

$$T_{COND} = T_{AMB} + \Delta T_{COND} \quad (117)$$

$$T_{evap,MT} = T_{MT} - \Delta T_{evap,MT} \quad (118)$$

$$T_{evap,BT} = T_{BT} - \Delta T_{evap,BT} \quad (119)$$

A temperatura do trocador de calor cascata é calculada pela Equação (120), considerando que a temperatura do lado que atua como condensador desse trocador de calor é igual a temperatura de evaporação MT e estimando-se uma diferença de temperatura, conforme Equação (121).

$$T_{CASC,EVAP} = T_{CASC,COND} - \Delta T_{CASC} \quad (120)$$

$$T_{CASC,COND} = T_{evap,MT} \quad (121)$$

No que se refere aos ejetores, ambos tem as eficiências apresentadas na Tabela 4 cujos valores foram adotados com base em Li et al. (2014) para o ejetor bifásico, e em Bellos; Tzivanidis (2017) e Sanaye et al. (2019) para o ejetor vapor-vapor.

Tabela 4 – Eficiência dos ejetores

Componente	Parâmetro (Eficiência)	Valor
Ejetor Líquido-Vapor	Bocal primário ($\eta_{mn,lv}$)	0,85
	Bocal de sucção ($\eta_{sn,lv}$)	0,85
	Seção de mistura ($\eta_{M,lv}$)	0,95
	Difusor ($\eta_{D,lv}$)	0,85
Ejetor Vapor-Vapor	Bocal primário ($\eta_{mn,vv}$)	0,95
	Bocal de sucção ($\eta_{sn,vv}$)	0,95
	Seção de mistura ($\eta_{M,vv}$)	0,85
	Difusor ($\eta_{D,vv}$)	0,85

Fonte: Elaborado pela autora.

Os fluidos selecionados para a região de alta temperatura foram o R141b, o R600a e o R1233zd(E), que são, respectivamente, um hidroclorofluorcarbono, hidrocarboneto e hidrofluorolefina.

O R141b é um fluido amplamente utilizado na refrigeração, eficiente e que foi abordado diversas vezes na literatura em sistemas de refrigeração com ejetores, como mencionado em Li et al. (2014) e aplicado em Chen et al. (2014) e Huang et al. (1999) e por isso foi selecionado como fluido base para validações. Entretanto, não foi encontrado dados deste fluido trabalhando com o R744 em cascata. Já o R600a é inflamável e não tóxico, possuindo um baixo potencial de aquecimento global (GWP), além de não agredir a camada de ozônio, ele é um fluido que tem sido aplicado tanto na refrigeração doméstica como comercial, e há relatos na literatura em aplicações com ejetores. O R1233zd(E) não é tóxico nem inflamável e apresenta o índice mínimo de GWP equivalente ao padrão do CO₂, conforme mostrado na Tabela 5 baseado em Bellos; Tzivanidis (2017) e Yang et al.(2019), e foi selecionado por ser um refrigerante que vem ganhando espaço na refrigeração e que pode operar em amplas faixas de temperatura e pressão.

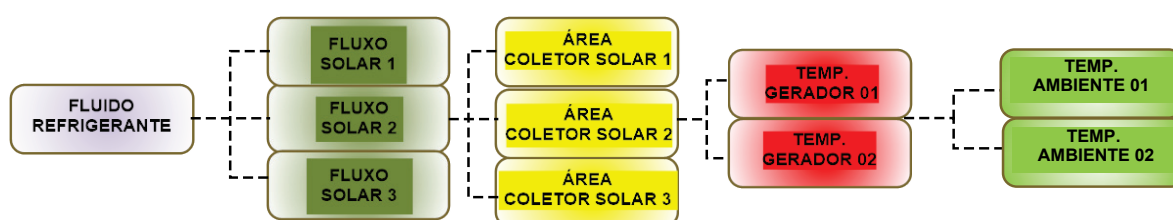
Enquanto isso, o R744, foi selecionado para as regiões de média e baixa temperatura do SCRE. Em aplicações supermercadistas, esse fluido natural vem sendo aplicado no Brasil, principalmente operando em condição subcrítica (SANAYE et al., 2014 e QUEIROZ, 2017).

Tabela 5 – Propriedades dos fluidos de trabalho

Características dos Fluidos	R744	R141b	R1233zd(E)	R600a
Potencial de aquecimento global (GWP)	1	725	1	3
Potencial de destruição de ozônio (ODP)	0	0,12	0	0,04
Pressão Crítica [kPa]	7.380	4.212	3.570	4.248

Fonte: Elaborado pela autora.

Os parâmetros de entrada do Ciclo Coletor Solar são descritos na Tabela 6 e calculados conforme Equações (122) a (124) e as simulações no EES são realizadas conforme fluxograma da Figura 20. Esse fluxograma mostra que para cada fluido refrigerante utilizado no ciclo de alta temperatura, três fluxos solares (G_T) serão testados, e para cada um desses fluxos, três áreas do coletor serão simuladas. A partir de cada uma dessas áreas, duas temperaturas do gerador e por fim duas temperaturas ambiente serão simuladas no modelo matemático.

Figura 20 - Fluxograma dos parâmetros variados na simulação

Fonte: Elaborado pela autora.

Os parâmetros destacados em negrito, na Tabela 6, indicam que essas propriedades terão seus valores variados conforme fluxograma para as análises no presente estudo. A pressão da água que circula no ciclo coletor solar, e troca calor com o refrigerante no gerador, possui valor igual a 2.200 kPa para garantir que a temperatura de saturação da água não seja atingida, ou seja, para que a água se mantenha sempre no estado líquido. Os demais parâmetros desta tabela foram baseados na pesquisa de Bellos; Tzivanidis (2017) e serão fixos durante a simulação.

Tabela 6 – Parâmetros de entrada

Parâmetros de Entrada	Valor
Área coletora (A_{COL})	250, 500 e 1000 m ²
Irradiação solar total incidente/ Fluxo Solar (G_T)	500, 700 e 1000 W/m ²
Temperatura do Gerador (T_{GER})	95 e 105 °C
Temperatura ambiente (T_{AMB})	25 e 35 °C
Temperatura do Sol (T_{SOL})	5770 K
Coeficiente de perda térmica no tanque de armazenamento (U_T)	0,5 W/m ² K
Pressão da água ciclo coletor ($P_{AGUA,COL}$)	2.200 kPa

Fonte: Elaborado pela autora.

A temperatura do gerador é definida como 10 °C mais baixa que a temperatura que vem da fonte quente (T_{26}), enquanto a temperatura do fluxo que sai do gerador em direção ao tanque de armazenamento (T_{27}) tem uma variação de 7 °C em relação à temperatura da fonte quente, respectivamente representadas pelas Equações (122) e (123). O volume do tanque é dado pela Equação (124).

$$T_{26} = T_{GER} + 10 \quad (122)$$

$$T_{27} = T_{26} - 7 \quad (123)$$

$$V_{Tank} = \frac{A_{Col}}{30} \quad (124)$$

O aquecedor auxiliar pertencente à região do Ciclo Coletor Solar opera com gás natural, o qual é considerado neste trabalho como metano (CH₄), cujo poder calorífico inferior (PCI) igual a 50 MJ/kg. Além disso a eficiência da câmara de combustão desse componente foi considerada como 95%.

Os custos com o combustível (gás natural), bem como da energia elétrica na cidade de Belo Horizonte foram retirados de, respectivamente, MME (2019) e CEMIG (2023). Já os custos associado à produção de CO₂ e parâmetros ambientais, associados ao TEWI, como

taxas de emissão desse refrigerante, são apresentados na Tabela 7, e são baseados em Aminyavari et al. (2014), Carlsson et al. (2016) e Jain et al. (2016).

Tabela 7 – Características do custo para o SRCE

Parâmetros	Valor
Custo da energia elétrica (C_{eletrico})	0,15 US\$/kWh
Custo de combustível (C_{comb})	0,05 US\$/kWh
Custo associado à produção de CO ₂ (C_{CO_2})	90 US\$/ton
Tempo de operação anual (t_{opera})	7.200 h (2.700h diurno/4.500h noturno)
Taxa de emissão de CO ₂ - energia elétrica ($\lambda_{\text{CO}_2,\text{ele}}$)	0,090 kg.CO ₂ /kWh
Taxa de emissão de CO ₂ – combustível ($\lambda_{\text{CO}_2,\text{aq}}$)	0,20 kg.CO ₂ /kWh

Fonte: Elaborado pela autora.

As taxa de emissão de CO₂ para a queima de combustível no aquecedor auxiliar e para eletricidade apresentados na tabela acima foram evidenciados no Relatório da UFSC em Kamimura et al., 2020. O combustível selecionado no estudo para abastecer o aquecedor auxiliar é o metano, uma vez que ele compõe a maior parte do gás natural, matéria prima comum para gerar energia nesse tipo de componente.

4.1 Determinação dos Estados Termodinâmicos do SRCE

Para determinação dos estados termodinâmicos e propriedades do Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores, Figura 21, os dados de entrada, conforme Tabela 3, foram introduzidos no EES seguindo os passos descritos abaixo:

- O estado 1 é a saída do compressor, no qual o fluido de trabalho (CO₂) sai desse componente com uma temperatura maior do que a de entrada, a pressão é elevada e definida como a pressão do condensador cascata, além disso o estado do fluido é vapor superaquecido.
- O estado 2, entrada do condensador cascata, possui a mesma pressão da saída do compressor, e uma queda da temperatura é observada para o CO₂.
- No estado 3, o CO₂ sai do condensador cascata e entra no reservatório adiabático com a mesma pressão do estado anterior e no estado líquido saturado. A sua temperatura é definida em função da pressão de saturação.

- Na saída do reservatório, estado 4, o CO_2 é vapor saturado e segue em direção ao trocador cascata e a pressão é definida como a pressão do condensador cascata.
- Líquido saturado sai no estado 5, que é saída do CO_2 do reservatório em direção a bomba de baixa temperatura (2), a pressão aqui se mantém como a pressão do condensador cascata.
- Na saída da Bomba 2, estado 6, o fluido de trabalho sofre um aumento de pressão e de temperatura e se mantém líquido saturado até entrar no trocador de calor de linha de sucção (SHX).
- No estado 7, saída do SHX, o CO_2 é resfriado e mantém a mesma pressão de saída da Bomba 2, e assim uma parte do fluxo é direcionado ao Evaporador MT e a outra ao ejetor bifásico.
- No estado 8, o fluxo de CO_2 entra no Evaporador MT como líquido comprimido e tem a pressão definida com a pressão de saída da Bomba 2.
- Na entrada do bocal primário do ejetor líquido-vapor, estado 9, o CO_2 se apresenta como líquido saturado e mesma pressão do estado anterior.
- O estado 10, saída do ejetor bifásico, o refrigerante está na condição de líquido mais vapor, a pressão reduz significativamente em relação ao estado anterior, podendo ser definida como a pressão de entrada do compressor.
- Ao passar pelo separador de líquido, o fluxo de refrigerante no estado de vapor é direcionado até a entrada do trocador de calor de linha de sucção (SHX), estado 11, aumenta a temperatura em 10°C e do compressor.
- O fluxo de CO_2 que sai do separador de líquido em direção a válvula de expansão (DEBT), estado 12, está na condição de líquido saturado e encontra-se com a mesma pressão de entrada no compressor.
- No estado 13, após a DEBT, o fluxo tem sua pressão e temperatura reduzidas àquelas calculadas para o evaporador de congelados (BT), além disso, nesse estado o CO_2 se encontra no estado de líquido-vapor.
- Ao sair do Evaporador BT, estado 14, e entrar no bocal de sucção do ejetor da região de baixa temperatura, o CO_2 encontra-se no estado de vapor saturado e pressão mais baixa do fluxo que entra no bocal primário do ejetor.
- Na entrada do compressor, estado 15, o CO_2 apresenta-se como vapor superaquecido, uma vez que anteriormente passou pelo superaquecimento no SHX.
- Na saída do evaporador MT, estado 16, o fluido refrigerante está no estado líquido-vapor e possui a mesma pressão do reservatório, uma vez que descarrega nele.

- O estado 17 é a saída do evaporador em cascata, que se encontra na região de alta temperatura do SRCE. Aqui, o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor saturado ao entrar no bocal secundário do ejeter vapor-vapor.
- No estado 18, o refrigerante que passou pelo gerador teve sua pressão elevada até a pressão do gerador e a temperatura é definida como a temperatura do gerador. Esse fluxo entra no ejeter vapor-vapor pelo bocal primário, no estado de vapor saturado.
- Na saída do ejeter, estado 19, o fluxo de refrigerante é direcionado para o condensador e tem sua pressão definida como a pressão de condensação.
- Ao sair do condensador, estado 20, o fluido está na mesma pressão de condensação, no estado líquido saturado e com a temperatura mais baixa em relação à de saída do ejeter, sendo definida como temperatura de condensação.
- O estado 21, entrada do DEAT, a pressão e a temperatura do fluido refrigerante se mantêm como a de condensação.
- Ao sair do DEAT, estado 22, o fluxo de refrigerante é direcionado para o evaporador cascata, adquirindo a mesma pressão deste componente.
- O estado 23, entrada da bomba 1, o refrigerante se encontra em estado de líquido saturado e ainda com pressão de condensação.
- Ao sair da bomba 1, estado 24, o refrigerante tem sua pressão elevada até a pressão do gerador. Ao passar pelo gerador o fluido troca calor com o fluido utilizado no Ciclo coletor solar, e assim tem a temperatura elevada e sai no estado 18.

Enquanto isso, no Ciclo Coletor Solar (estados termodinâmicos de 25 a 29) a água foi o fluido de trabalho selecionado e ela se encontra como líquido comprimido em todos os estados que compõem esta região. Além disso, a pressão da água foi definida em 2.200 kPa, e as temperaturas variaram de acordo com os estados, conforme equações demonstradas anteriormente no Capítulo 3 deste trabalho.

Diante do exposto na Metodologia, será possível avaliar como os parâmetros descritos (temperatura do gerador e dos evaporadores, área do coletor solar, irradiância solar, entre outros) influenciam o Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejeter em aplicações supermercadistas com relação:

- ao coeficiente de desempenho do sistema (COP);
- à exergia destruída no ciclo;
- aos custos de operação e ambiental e
- ao impacto ambiental anual, em função do TEWI.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos a validação do modelo matemático, com base nos artigos de referência e os resultados obtidos por meio da implementação dos parâmetros termodinâmicos e demais variáveis na modelagem matemática.

5.1 Validação dos modelos

O modelo matemático desenvolvido no *software* EES foi validado separadamente para os circuitos de alta e baixa temperatura, sendo cada caso comparado à artigos de referência, uma vez que não foi identificado na literatura nenhum Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores (SRCE) idêntico ao aplicado neste trabalho, conforme configuração apresentada na Figura 18.

Dessa forma, a validação foi realizada de acordo com a 1ª lei da Termodinâmica sendo que o ciclo de baixa temperatura foi comparado ao caso de referência descrito por Li et al. (2014), utilizando como parâmetro de comparação o coeficiente de desempenho (COP) que foi analisado em função da variação da perda de pressão gerada pelo bocal de sucção do ejetor. Os parâmetros termodinâmicos de entrada foram adotados de acordo com o trabalho desses autores e são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros de entrada para validação do modelo matemático para o ciclo de baixa temperatura do SRCE

Parâmetro Termodinâmico	Valor
Temperatura do condensador (T_{COND})	40 °C
Temperatura do evaporador (T_{EVAP})	5 °C
Eficiência seção mistura ($\eta_{M,lv}$)	0,95 [-]
Eficiência bocal primário ($\eta_{mn,lv}$)	0,85 [-]
Eficiência bocal secundário ($\eta_{sn,lv}$)	0,85 [-]
Eficiência difusor ($\eta_{D,lv}$)	0,85 [-]

Fonte: Elaborado pela autora.

O resultado desta comparação pode ser observado na Tabela 9, que mostra a variação dos valores de COP, obtido pelos autores do estudo de referência (COP_{LI}) e também o calculado no presente estudo (COP_{CALC}) para o fluido refrigerante R1234yf em relação à perda de carga (ΔP).

Dessa forma, nota-se que o COP calculado possui valores similares àqueles encontrados por Li et al. (2014), apresentando variação máxima de 0,68% quando $\Delta P = 8,0$ kPa. O COP máximo calculado atingiu o valor de 5,88, enquanto os autores encontraram 5,91, indicando que o ponto ótimo para as condições de operação citadas na Tabela 8 ocorre para $\Delta P = 14,0$ kPa, nesse ponto a variação foi de 0,51%. Por conseguinte, observa-se que o modelo matemático aplicado para o ciclo de baixa temperatura produz resultados satisfatórios.

Tabela 9 - Comparativo dos resultados do ciclo de baixa temperatura e de Li et al. (2014)

	ΔP [kPa]	COP_{LI} [–]	COP_{CALC} [–]	Variação COP [%]
R1234yf	8,0	5,90	5,86	0,68
	14,0	5,91	5,88	0,51
	30,0	5,87	5,84	0,51
	50,0	5,76	5,74	0,35

Fonte: Elaborado pela autora.

Já o ciclo de alta temperatura foi comparado e analisado em relação às pesquisas realizadas por Chen et al. (2014) e por Bellos; Tzivanidis (2017), que possuem a modelagem matemática similar.

Chen et al. (2014) fizeram uma análise focando na razão de arraste (ω) e razão de áreas do ejetor (AR) que variam de acordo com propriedades termodinâmicas do processo e das eficiências do bocal, da seção de mistura e do difusor do ejetor. Nesse caso, a validação do modelo, de acordo com essa referência, foi realizada através de uma análise comparativa de razão de arraste e razão de área entre o obtido no presente trabalho e o dos autores mencionados. A Tabela 10 apresenta os parâmetros termodinâmicos adotados para comparação, conforme os autores.

A partir das condições de operação, o resultado da comparação é apresentado na Tabela 11 e na Figura 21, e mostra a variação da razão de arraste e da razão de áreas calculado no presente estudo e o descrito por Chen et al. (2014), em relação às temperaturas do gerador e da pressão de condensação (P_{COND}) fixada pelos autores para o refrigerante R141b.

Tabela 10 - Parâmetros de entrada para validação do modelo matemático para o ciclo alta temperatura do SRCE

Parâmetro Termodinâmico	Valor
Temperatura do condensador (T_{COND})	35 °C
Temperatura do evaporador (T_{EVAP})	8 °C
Pressão de evaporação (P_{EVAP})	43,5 kPa
Eficiência seção mistura ($\eta_{M,vv}$)	0,86 [-]
Eficiência bocal primário ($\eta_{mn,vv}$)	0,95 [-]
Eficiência difusor ($\eta_{D,vv}$)	0,81 [-]

Fonte: Elaborado pela autora.

Observa-se que enquanto a P_{COND} e T_{GER} diminuem, o erro percentual em relação a razão de arraste aumenta, assim, percebe-se que a diferença entre ω_{CALC} e ω_{CHEN} mínima aconteceu quando $P_{COND} = 142,3$ kPa e apresentou variação de aproximadamente 3,84%

Tabela 11 - Validação dos resultados calculados com os de Chen et al. (2014)

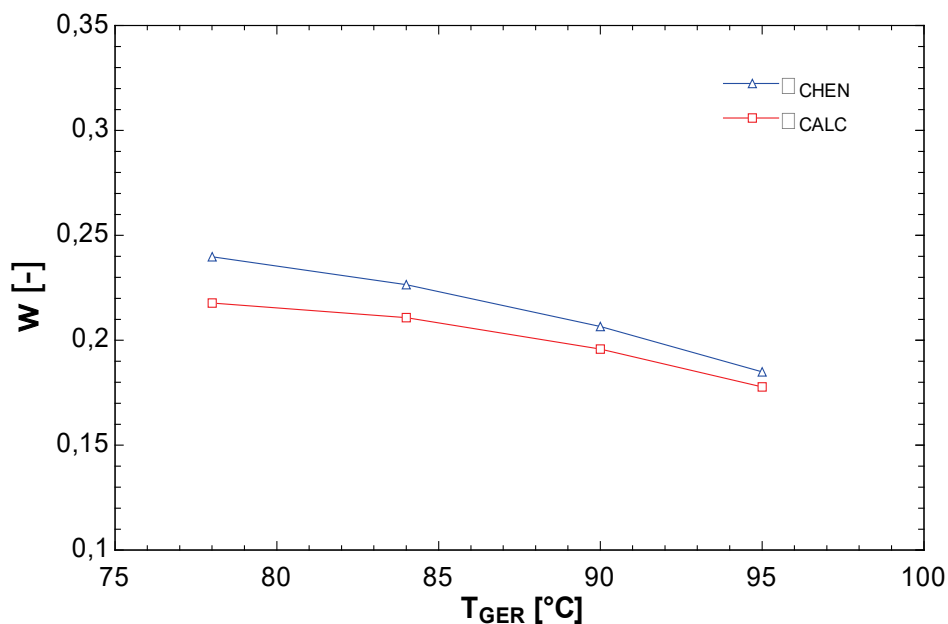
	P_{COND} [kPa]	T_{GER} [°C]	ω_{CHEN} [-]	ω_{CALC} [-]	Variação ω [%]	AR_{CHEN} [-]	AR_{CALC} [-]	Variação AR [%]
R141b	142,3	95	0,1849	0,1778	3,84	6,41	6,38	0,48
	128,1	90	0,2065	0,1958	5,18	6,49	6,39	1,59
	114,2	84	0,2265	0,2108	6,93	6,33	6,26	1,04
	102,9	78	0,2398	0,2177	9,22	6,09	6,01	1,33

Fonte: Elaborado pela autora.

A razão de áreas do ejetor apresentou valores muito próximos em todas os casos apresentados, sendo que quando $P_{COND} = 128,1$ kPa, a razão de áreas calculado (AR_{CALC}) e conforme os autores (AR_{CHEN}) apresentam uma variação de 1,59%, valor máximo de variação ao realizar essa comparação.

Na Figura 21 observa-se a variação da razão de arraste em relação a temperatura do gerador (T_{GER}) para o modelo calculado (ω_{CALC}) e o resultado obtido por Chen et al. (2014) (ω_{CHEN}). Para a faixa de temperatura apresentada, nota-se que os valores de ω para ambos os casos são similares, logo, é possível concluir que à medida que a T_{GER} aumenta, mais próximos ficam os valores calculados apresentados.

Figura 21 - Variação de ω em relação a temperatura do gerador proposto por Chen et al. (2014) e calculado



Fonte: Elaborado pela autora.

Com isso, conclui-se que ao implementar todas as propriedades e variáveis propostas pelo estudo de referência na modelagem matemática, o modelo atual retorna valores satisfatórios, com pequena variação entre os valores.

Ainda sobre o ciclo de alta temperatura, é possível realizar a validação dos resultados obtidos no presente estudo com Bellos; Tzivanidis (2017). As variáveis fixadas pelos autores e utilizados para simulação são apresentadas na Tabela 12 e os resultados obtidos podem ser vistos na Tabela 13.

Ao realizar a simulação, para obter qual valor da perda de carga no bocal secundário do ejetor (ΔP) maximiza o SCOP, considerando os parâmetros fixados e $T_{GER} = 130^{\circ}C$, encontrou-se o valor de 4,586 kPa, enquanto que, na literatura apresentada o valor foi de 4,500 kPa, uma variação de apenas 1,9%. Já o SCOP calculado foi de 0,077 e o da literatura 0,089, o que mostra resultados condizentes para o modelo simulado.

Tabela 12 - Parâmetros de entrada de Bellos; Tzivanidis (2017) para validação do modelo do ciclo de alta temperatura do SRCE

Parâmetro Termodinâmico	Valor
Temperatura do condensador (T_{COND})	40 °C
Temperatura ambiente (T_{AMB})	25 °C
Temperatura de evaporação (T_{EVAP})	5 °C
Eficiência seção mistura ($\eta_{M,vv}$)	0,85 [-]
Eficiência bocal primário ($\eta_{mn,vv}$)	0,85 [-]
Eficiência difusor ($\eta_{D,vv}$)	0,90 [-]

Fonte: Elaborado pela autora.

Enquanto isso, os resultados da validação mostrados na Tabela 13, no qual o COP calculado (COP_{CALC}) e o COP obtido da literatura (COP_{LITER}) são exibidos em função da variação da temperatura do gerador, considerando fixos os parâmetros da Tabela 12 e adotando a perda de carga no bocal de sucção (ΔP) igual a 4,5 kPa. Dessa forma, nota-se boa precisão do modelo desenvolvido, uma vez que a variação máxima entre os valores de COP é de 3,3%. Conclui-se então que o modelo adotado na simulação é confiável e apresenta resultados satisfatórios para aplicação no SRCE.

Tabela 13 – Validação dos resultados calculados com os de Bellos; Tzivanidis (2017)

T_{GER} [°C]	COP_{CALC} [-]	COP_{LITER} [-]	Variação COP [%]
100	0,1466	0,1481	1,0%
120	0,2073	0,2102	1,4%
140	0,2525	0,2581	2,2%
160	0,2871	0,2982	3,7%
180	0,3144	0,325	3,3%

Fonte: Elaborado pela autora.

5.2 Discussão dos resultados para o SRCE

Como se sabe, o desempenho de um sistema de refrigeração em cascata com ejetor é influenciado pelas condições de operação e pelos fluidos de trabalho. Dessa forma, as discussões apresentadas neste capítulo se referem principalmente aos efeitos dessas variáveis sobre o desempenho (COP e SCOP), à exergia destruída, gasto de combustível e custos de

operação no sistema de refrigeração em cascata com ejetor e energia solar (SRCE), durante a simulação em diferentes condições de trabalho.

5.2.1 Análise termodinâmica e solar

Os parâmetros de entrada apresentados anteriormente nas Tabelas 3, 5 e 6 foram utilizados como referência para as simulações no EES que serão realizadas conforme fluxograma da Figura 20. Esse fluxograma mostra que para cada fluido refrigerante, serão feitas simulações para diferentes combinações de parâmetros de operação no sistema de refrigeração em cascata proposto no presente estudo (Figura 21). Destaca-se que nos ciclos de baixa e média temperatura o único refrigerante estudado é o R744 (CO_2) operando de forma subcrítica e no ciclo de alta temperatura os refrigerantes R141b, utilizado na análise termodinâmica, R600a e R1233zd(E) serão testados.

Com isso, os coeficientes de desempenho (COP) dos ciclos que compõem o SRCE, bem como o COP total do sistema, foram calculados considerando a variação dos seguintes parâmetros: fluxo solar (G_T), área do coletor (A_{COL}), temperatura do gerador (T_{GER}) e temperatura ambiente (T_{AMB}), e o resultado é apresentado na Tabela 14.

Tabela 14 - Comportamento do COP em relação aos parâmetros de entrada

Fluido Refrigerante	G_T [W/m ²]	A_{COL} [m ²]	T_{GER} [°C]	T_{AMB} [°C]	COP_{AT} [–]	$COP_{MT/BT}$ [–]	COP_{SRCE} [–]
R1233zd(E)	1000 700 500	1000 500 250	95	25	0,3301	6,01	0,2703
				35	0,1506	6,01	0,1264
			105	25	0,3683	6,01	0,3000
				35	0,1838	6,01	0,1535
R600a			95	25	0,3161	6,01	0,2593
				35	0,1413	6,01	0,1187
			105	25	0,3519	6,01	0,2872
				35	0,1720	6,01	0,1440
R141b			95	25	0,3497	6,01	0,2856
				35	0,1625	6,01	0,1362
			105	25	0,3908	6,01	0,3173
				35	0,1982	6,01	0,1653

Fonte: Elaborado pela autora.

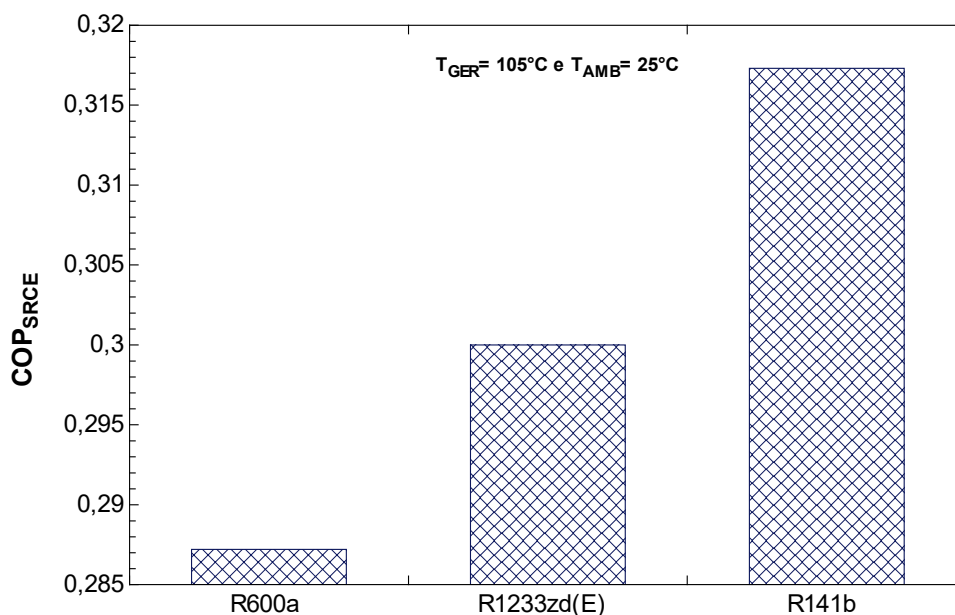
A Tabela 14 mostra os valores de COP calculados para os ciclos de alta temperatura (COP_{AT}), para o de média e baixa temperatura ($COP_{MT/BT}$) e para o sistema de refrigeração cascata com ejetores em estudo (COP_{SRCE}) considerando os fluidos refrigerantes R1233zd(E), R600a e o R141b. Nessa tabela, cada uma das quatro combinações de temperatura sempre

vai apresentar o mesmo valor de COP, independente do fluxo solar e da área do coletor. Isso indica que os parâmetros solares não influenciam diretamente no valor do COP do sistema, pois a temperatura do gerador está fixa em cada caso.

Ao analisar a Tabela 14, nota-se uma discrepância entre os valores de COP_{AT} e $COP_{MT/BT}$ e isso acarreta em uma redução significativa de desempenho do sistema, no qual é possível observar que os valores são mais baixos, seguindo a tendência de COP_{AT} . A combinação de $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ gera os maiores valores de COP para todos os fluidos refrigerantes, observa-se uma queda de aproximadamente 58,3 % entre o maior e o menor valor de COP_{SRCE} para o R1233zd(E), enquanto que para o R600a a redução máxima foi 58,7%. O maior valor calculado de COP_{SRCE} foi para o refrigerante R141b, que atingiu o valor máximo de 0,3173, o que é cerca de 10,5% maior que o COP apresentado pelo R600a no mesmo ponto analisado ($T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$). O $COP_{MT/BT}$ não sofreu alteração com variação das temperaturas, uma vez que as condições de operação para os ciclos de média e baixa temperatura estão fixas, como a temperatura dos evaporadores e grau de superaquecimento do trocador de linha de sucção (SHX).

Essa combinação de temperaturas que acarreta em um COP mais alto ocorre devido à quando se tem a temperatura ambiente mais baixa e, conseqüentemente, uma menor temperatura de condensação, reduzindo assim, a potência de compressão para uma mesma capacidade frigorífica. Logo, há um menor consumo de potência pelo sistema e mais baixa é a razão de compressão do compressor do ciclo de baixa temperatura. Tal fato também é observado quando a temperatura do gerador é mais alta, uma vez que nesse caso, o fluido entra com maior pressão no bocal primário do ejetor vapor-vapor, eleva a pressão na saída desse dispositivo, o que resulta em uma redução do trabalho mecânico requerido pela bomba e assim faz com que o sistema consuma menos energia e apresente desempenho mais elevado.

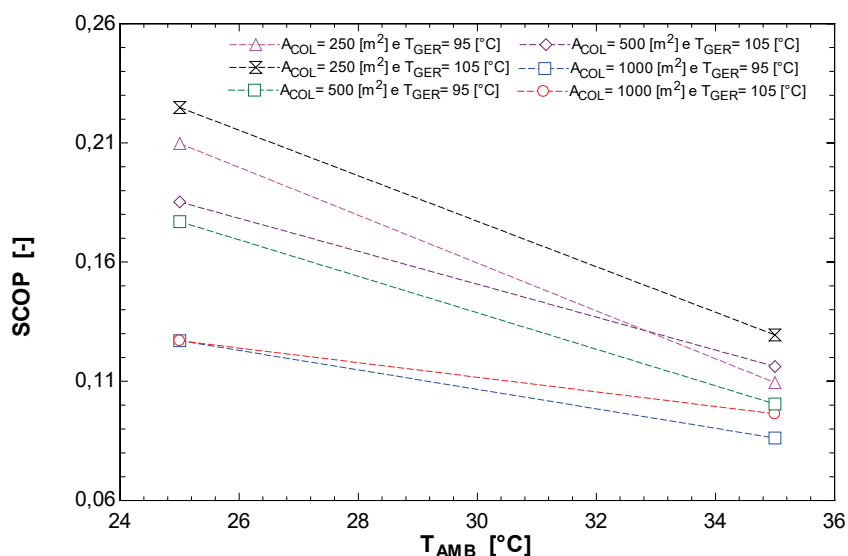
A Figura 22 ilustra a comparação do COP total do SRCE para os três fluidos de trabalho estudados, no ponto em que eles possuem os maiores valores calculados. Dessa forma, o R141b se destacou pelo maior valor de coeficiente de desempenho, seguido pelo R1233zd(E) e pelo R600a.

Figura 22 - Coeficiente de desempenho dos refrigerantes R1233zd(E), R600a e R141b

Fonte: Elaborado pela autora.

Entretanto, o coeficiente de desempenho solar (SCOP) sofre variação em relação à temperatura ambiente, fluxo solar e área do coletor, sendo esse comportamento apresentado na Figura 23. Ao selecionar o fluxo solar (G_T) = 1.000 W/m^2 , nota-se que para o refrigerante R1233zd(E), quanto menor a área do coletor solar e maior a temperatura do gerador, maior é o valor do SCOP. Quando $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$ e $T_{GER} = 105^{\circ}\text{C}$, há uma redução de 43,5% do SCOP ao comparar a área coletora de 1.000 m^2 e 250 m^2 . Além disso, observa-se que com o aumento da temperatura ambiente a tendência das curvas é de queda em relação aos valores de SCOP, o que já era esperado, uma vez que com esse aumento, a temperatura de condensação também é elevada, e isso demanda maior quantidade de energia para o sistema. Com isso, é possível identificar que para A_{COL} de 1.000 m^2 , T_{AMB} de 35°C e T_{GER} igual à 95°C , o menor SCOP encontrado apresenta o valor de 0,09, o que é cerca de 21,2% mais baixo do que para área coletora de 250 m^2 nas mesmas temperaturas mencionadas.

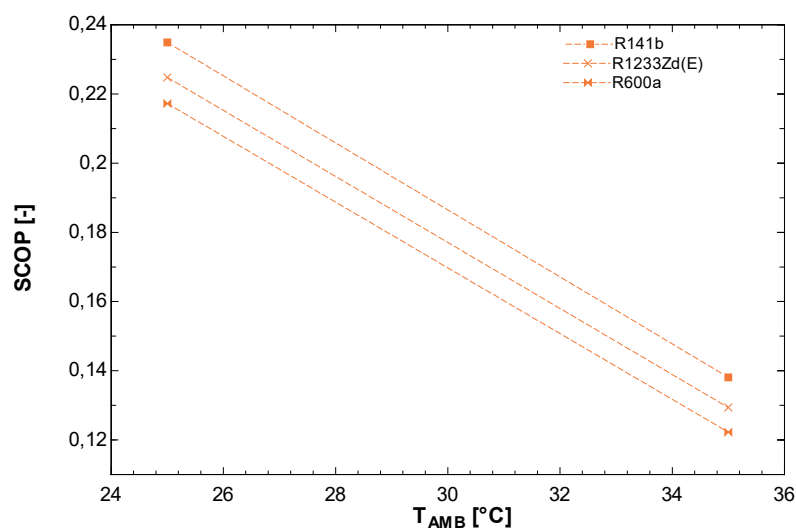
Figura 23 - Variação do SCOP em relação à temperatura ambiente para o R1233zd(E) e fluxo solar (G_T) de 1.000 W/m^2



Fonte: Elaborado pela autora.

O mesmo comportamento apresentado na Figura 26, é observado para os fluidos refrigerantes R141b e R600a, nas mesmas condições de operação. O maior valor de SCOP, dentre todas as condições avaliadas ocorreu para o refrigerante R141b e foi igual a 0,2349 quando $A_{COL} = 250 \text{ m}^2$, $T_{AMB} = 25 \text{ °C}$, $T_{GER} = 105 \text{ °C}$ e $G_T = 1.000 \text{ W/m}^2$. Os maiores valores de SCOP para o fluxo solar de 1.000 W/m^2 ocorreram quando a $A_{COL} = 250 \text{ m}^2$ e $T_{GER} = 105 \text{ °C}$ para todos os fluidos refrigerantes. As curvas que demonstram esse comportamento são apresentadas na Figura 24.

Figura 24 - Variação do SCOP máximo de cada refrigerante em relação à temperatura ambiente para G_T de 1.000 W/m^2

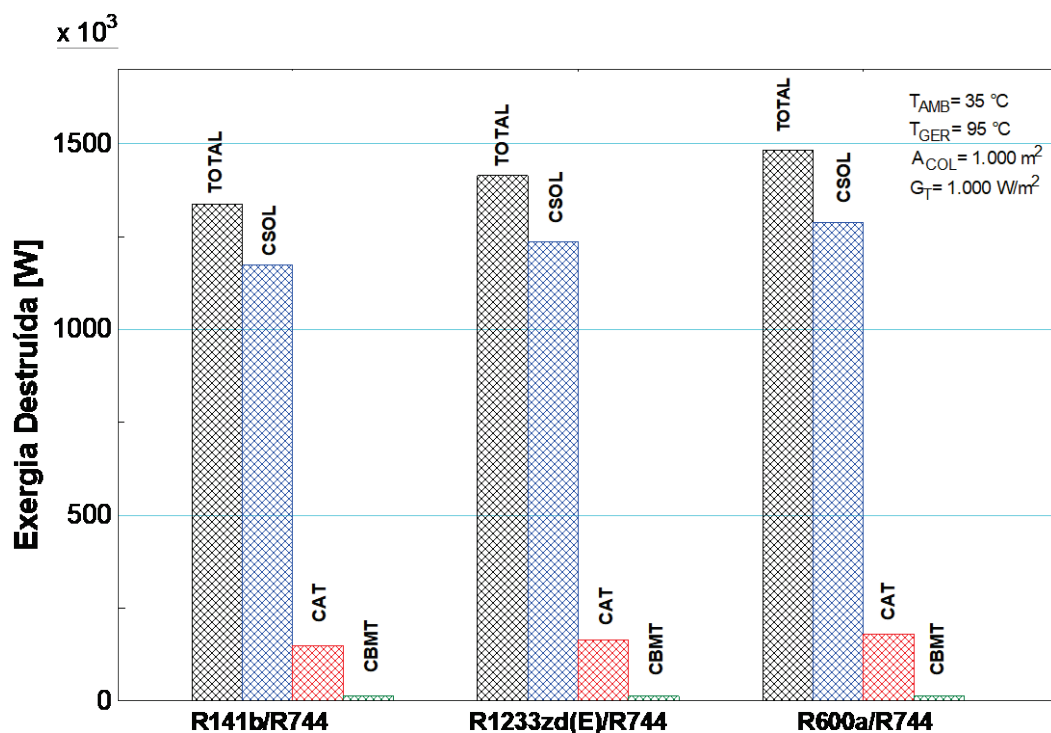


Fonte: Elaborado pela autora.

Percebe-se, por meio da Figura 24, que os fluidos refrigerantes apresentam inclinações semelhantes, o que indica que esses eles sofreram influência da temperatura externa/ambiente de forma similar. Sabendo que o SCOP é um parâmetro que leva em consideração a forma de acionamento do sistema em cascata para produzir o resfriamento, considerando a quantidade de calor vinda do coletor solar, da combustão no aquecedor, além das bombas e compressor, o refrigerante R141b foi o que aproveitou melhor a energia fornecida ao SCRE, apresentando o maior valor de coeficiente de desempenho solar. Seguido pela hidrofluorolefina R1233zd(E) e o R600a, que apresentaram o segundo e o terceiro maiores SCOP, respectivamente. Além disso, a variação percentual máxima entre as curvas é de 11,5%, dada entre o maior SCOP, referente ao R141b e ao menor, obtido para a operação no ciclo de alta temperatura com o R600a.

A exergia total destruída no sistema, no ciclo coletor solar (CSOL), no circuito de alta temperatura (CAT), e nos ciclos de baixa e média temperatura (CBMT) são mostradas na Figura 25. Nessa figura, são apresentados os valores de exergia destruída na condição de operação mais crítica no que diz respeito ao valor total, ou seja, quando se tem o maior valor desse parâmetro para os fluidos de trabalho testados para o SRCE. As variáveis que caracterizam essa condição crítica de operação estão apresentadas no canto superior da Figura 28.

Figura 25 - Exergia destruída no SRCE e nos ciclos para cada refrigerante



Fonte: Elaborado pela autora.

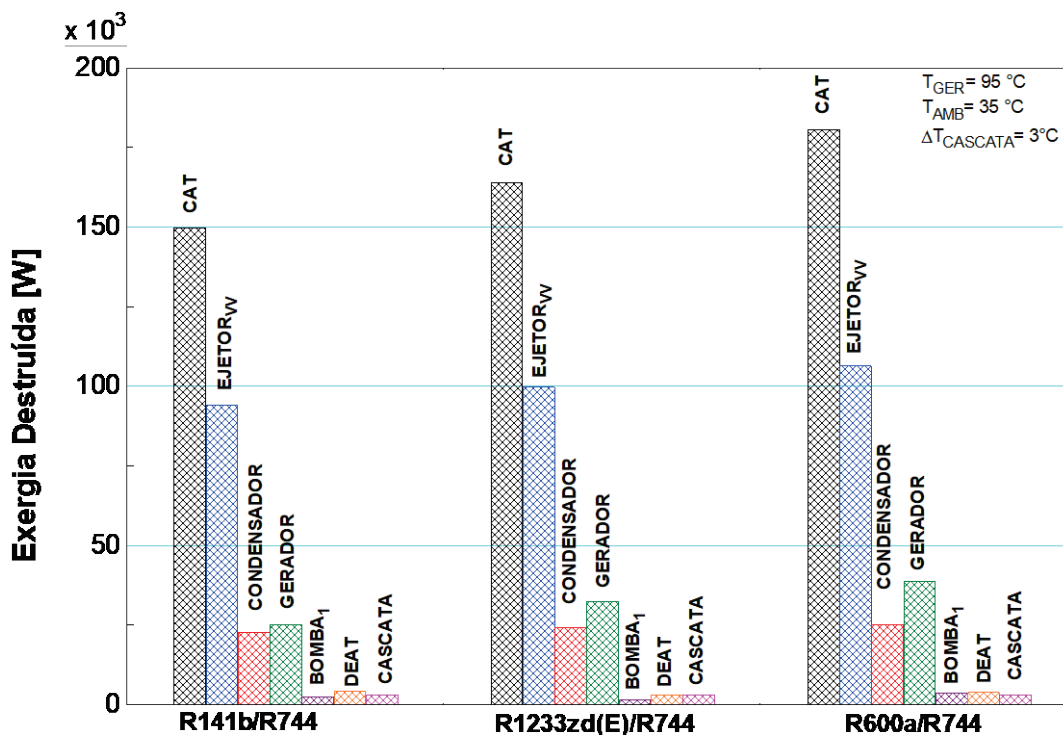
Sabendo que o R744 foi fixado para o ciclo de baixa e média temperatura em todos os casos, percebe-se ao analisar a Figura 25 que o par de refrigerantes R600a/R744, apresentou os valores mais altos de exergia destruída em relação aos outros dois pares. Sendo que a parcela que mais contribuiu para o valor total dessa variável foi referente ao ciclo coletor solar, que possui os componentes com exergias destruídas mais altas dentre todos os demais do SRCE, conforme Figura 28.

Destaca-se então, que para o par R1233zd(E)/R744, o CSOL representou 87,4% do total de exergia destruída do sistema, enquanto o CBMT apenas 0,01% do total, atingindo o valor máximo de 13,8 kW, cujo valor é igual para todos os pares de fluidos refrigerantes. Tal fato acontece devido às propriedades associadas a este ciclo, como temperatura dos evaporadores e grau de superaquecimento SHX, serem fixadas durante toda a simulação no *software* EES.

As análises para todos os ciclos que compõem o SRCE, apresentados na Figura 26 que corresponde ao ciclo de alta temperatura (CAT), Figura 27 referente ao CBMT e Figura 28 acerca do CSOL foram feitas com base na combinação de parâmetros onde a exergia total destruída para cada ciclo e do sistema seja máxima, sendo eles: temperatura ambiente igual a 35 °C, temperatura gerador igual a 95 °C, fluxo solar de 1.000 W/m², área do coletor igual a 1.000 m² e diferença de temperatura no trocador de calor cascata mantida em 3°C,

Na Figura 26, nota-se que com relação ao circuito de alta temperatura (CAT), a tendência é que o ejetor vapor-vapor apresente a maior destruição de exergia para todos refrigerantes testados, devido aos fenômenos de choque e atrito dentro desse dispositivo, seguido pelo gerador e condensador pela variação de temperatura durante as trocas de calor que esses componentes participam, representando respectivamente, 62,9%, 16,7 e 15,1% do total para o R141b. A pequena porcentagem restante, 5,3%, inclui a exergia destruída somando a bomba 1, o trocador de calor cascata e a válvula de expansão de alta temperatura (DEAT) para o mesmo fluido. Como pode ser visto nesta figura, os maiores valores de exergia destruída ocorreram quando se aplicou o hidrocarboneto no ciclo de alta temperatura, atingindo 180 kW, enquanto o R1233zd(E) apresentou um valor intermediário de aproximadamente 164 kW.

Figura 26 - Exergia destruída nos componentes do circuito de alta temperatura



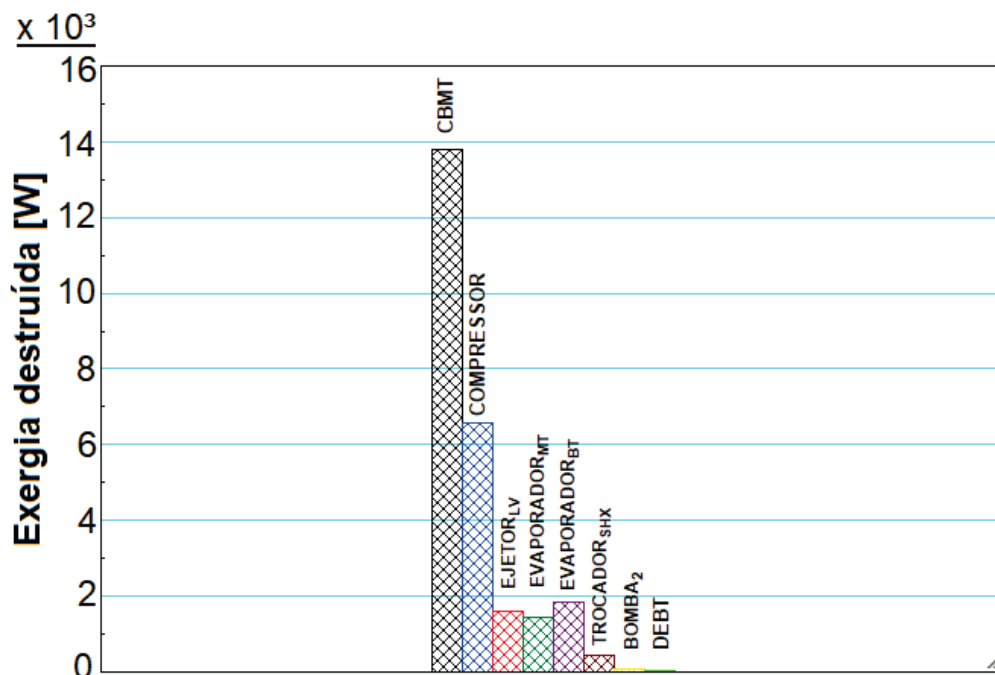
Fonte: Elaborado pela autora.

Ao realizar as simulações, notou-se que em todas as condições analisadas, a tendência é sempre a mesma no ciclo de alta temperatura, com o ejedor bifásico apresentando maior capacidade de gerar irreversibilidades e a bomba do ciclo de alta e o trocador cascata com as menores.

Além disso, percebeu-se que a exergia destruída desse ciclo e de seus componentes são independentes do fluxo solar e da área coletora, para todos os fluidos refrigerantes simulados, com exceção dos pontos cujo área do coletor e fluxo solar são iguais a 1.000 m² e 1.000 W/m², respectivamente, uma vez que nesses pontos, a temperatura admitida no coletor foi mais alta do que a de entrada de água gerador, e desse modo, as temperaturas foram igualadas, o que leva a uma variação da exergia destruída em alguns componentes.

A Figura 27 representa a exergia destruída para os circuitos de baixa e média temperatura e seus componentes, para $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$. No CBMT os valores de exergia destruída são idênticos para todos os fluidos refrigerantes, além disso esse parâmetro é influenciado diretamente pela temperatura ambiente, ou seja, como as simulações foram realizadas apenas com duas temperaturas ambiente, só há dois casos possíveis de resultados para esse ciclo, não sendo influenciado por parâmetros relacionados ao ciclo de alta temperatura e solar.

Figura 27 – Exergia destruída nos componentes do circuito de baixa temperatura para cada refrigerante

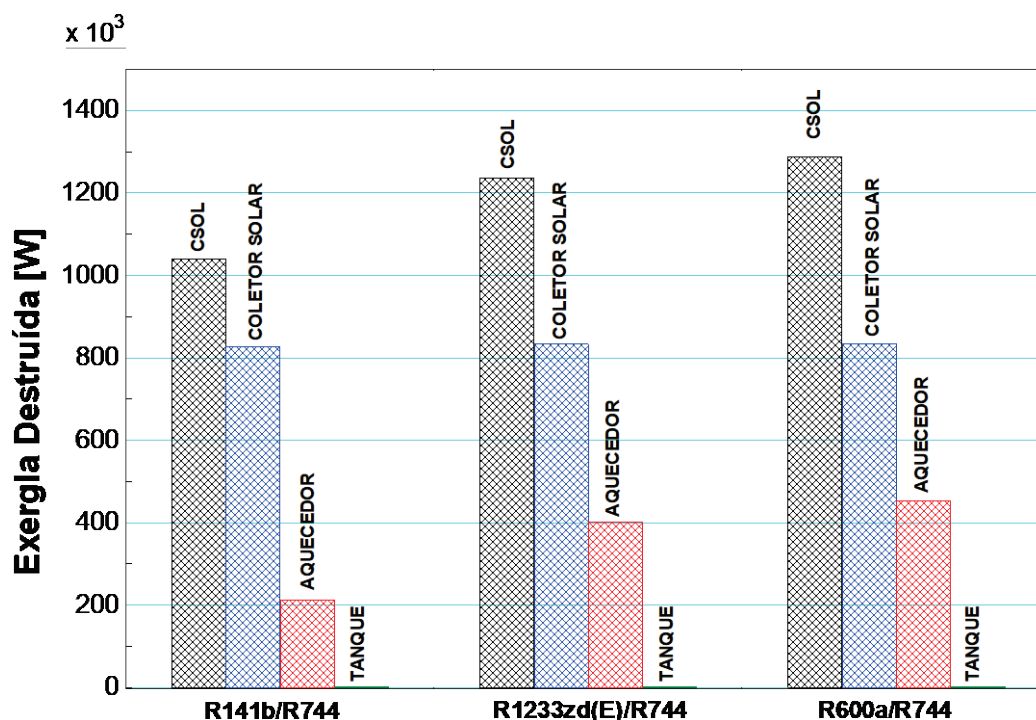


Fonte: Elaborado pela autora.

Nota-se através da Figura 27 que o compressor, o ejeto bifásico e os evaporadores de baixa temperatura (BT) e de média temperatura (MT) são responsáveis pelas maiores parcela de exergia destruída do CBMT, sendo cerca de 47,5%, 13,4% e 11,5% respectivamente. Enquanto o separador de líquido e o reservatório têm valores próximos a zero, o que indica que a exergia destruída não foi significativa e não foram apresentadas na figura.

Por fim, o ciclo coletor solar (CSOL), é o que representa a maior parte das exergias destruídas do SCRE, como já mencionado. Atingindo valores de pouco mais de 1,0 MW, 1,2 MW e 1,3 MW para os refrigerantes R141b, R1233zd(E) e R600a, respectivamente. Sendo que a hidrofluorolefina apresentou um valor 18,7% mais alto em relação ao R141b, enquanto o hidrocarboneto, gerou cerca de 23,8% a mais de irreversibilidades na mesma comparação.

Figura 28 – Exergia destruída nos componentes do ciclo coletor solar para cada refrigerante



Fonte: Elaborado pela autora.

O coletor solar é o componente que apresenta maior irreversibilidade e o aquecedor possui a segunda maior capacidade de gerar irreversibilidades dentre os três equipamentos do ciclo coletor solar, e isso ocorre, principalmente, devido à queima de combustível (processo de combustão) que ocorre nesse componente. Dessa forma, o aquecedor representa, respectivamente, 20,4%, 32,5% e 35,2% do valor total de exergia destruída para os refrigerantes R141b, R1233zd(E) e R600a que operam no ciclo de alta temperatura. Enquanto isso, o tanque representou menos de 1% de toda a exergia destruída para as condições avaliadas.

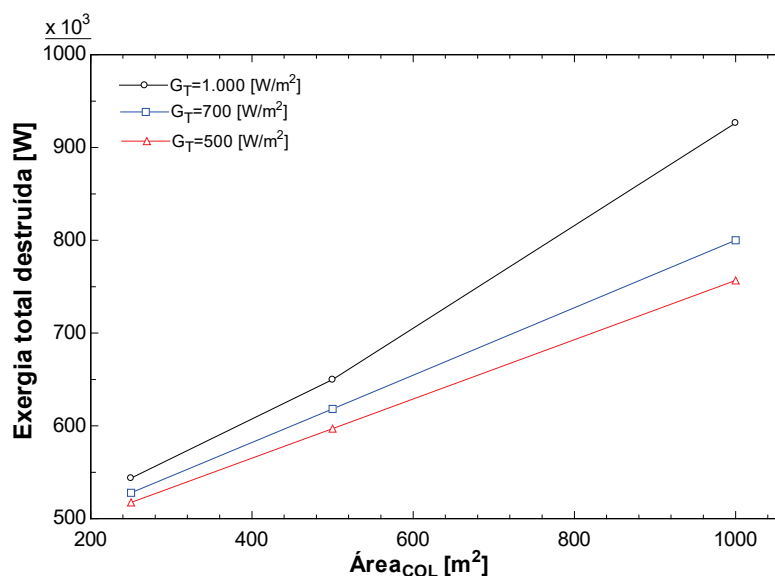
Além disso, ao contrário do circuito de alta temperatura e também do de baixa e média temperatura, no ciclo coletor solar, tanto a área coletora quanto o fluxo solar influenciam diretamente na variação da exergia destruída, sendo o único circuito a sofrer influência dos parâmetros solares e das temperaturas do gerador e ambiente. Logo, no ponto cujo os parâmetros selecionados para análise e representação dos gráficos apresentados relativos à exergia destruída ($T_{AMB} = 35\text{ °C}$, $T_{GER} = 95\text{ °C}$, $G_T = 1.000\text{ W/m}^2$, $A_{COL} = 1.000\text{ m}^2$), o CSOL obteve a maior destruição de exergia, o que indica que em maiores áreas do coletor e no maior fluxo solar, maiores foram as irreversibilidades geradas. Em relação as temperaturas do gerador e ambiente, observou-se através dos resultados da simulação que a exergia destruída aumenta nas combinações de T_{AMB} mais altas e T_{GER} mais baixa.

Com isso, nota-se que a exergia total destruída no SRCE apresentou o mesmo comportamento da exergia destruída no ciclo coletor solar, em que à medida em que se aumenta a área do coletor, a exergia destruída também é elevada. E isso ocorre devido à exergia destruída no sistema também sofrer influência dos parâmetros recém mencionados.

Nesse contexto, a Figura 29 mostra a variação da exergia total destruída no SRCE em relação as áreas do coletor solar para diferentes fluxos solares (G_T) para o refrigerante R1233zd(E). A análise foi realizada para as condições de operação onde as menores exergias destruídas foram encontradas, através das simulações para todos os fluidos de trabalho, sendo: $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ e $T_{GER} = 105\text{ °C}$.

Dessa forma, as curvas mostraram uma tendência de diminuição dessa exergia destruída à medida em que áreas simuladas são reduzidas, ou seja, quando a área do coletor é 250 m^2 todos os valores estão abaixo de 550 kW , sendo que na curva no qual $G_T = 500\text{ W/m}^2$, houve uma redução de cerca $31,6\%$ entre o maior e menor valor de exergia destruída. Além disso, percebe-se que quando $G_T = 1.000\text{ W/m}^2$, os valores relativos à exergia total destruída também são maiores em todos os pontos, ao serem comparados com os outros dois fluxos solares, e isso já era esperado, uma vez que o aproveitamento da energia solar gera irreversibilidades, logo, quanto maior a sua disponibilidade (G_T) maior destruição de exergia no sistema. Do mesmo modo, nota-se uma maior inclinação da reta quando $G_T = 1.000\text{ W/m}^2$, o que indica que a área do coletor exerce ainda mais influência no aumento da exergia total destruída em relação aos demais fluxos solares. Sendo a maior exergia destruída calculada para o SRCE igual a 926 kW quando $G_T = 1.000\text{ W/m}^2$, que é cerca de $15,8\%$ maior que em fluxos solares de 700 W/m^2 e $22,4\%$ quando 500 W/m^2 , considerando área do coletor de 1.000 m^2 .

Figura 29 - Exergia total destruída no SRCE em relação as áreas do coletor solar para diferentes fluxos solares



Fonte: Elaborado pela autora.

Um estudo de caso foi realizado considerando a não utilização da energia solar como fonte de acionamento do sistema de refrigeração em cascata com ejetor (SRCE), dessa forma, o fluxo solar e a área do coletor foram considerados com valor nulo na simulação. As temperaturas testadas no estudo foram variadas conforme apresentado na Tabela 15, assim como os resultados obtidos a partir dessa simulação, para exergia total destruída pelo SRCE, coeficiente de desempenho solar (SCOP) e vazão mássica quando o fluxo solar é nulo ($\dot{m}_{\text{COMB,GT}=0}$).

Percebe-se que a $\dot{m}_{\text{COMB,GT}=0}$ é mais alta na combinação de $T_{\text{GER}} = 95\text{ °C}$ e $T_{\text{AMB}} = 35\text{ °C}$ para os três fluidos refrigerantes testados, ou seja, nesse ponto há uma quantidade maior de calor gerado a partir da combustão do gás natural, o que leva a um aumento do consumo de combustível pelo sistema de refrigeração e uma consequente diminuição no desempenho do sistema como mostra os indicadores COP e SCOP.

Entretanto, quando a temperatura ambiente diminui, menos combustível é gasto, já que em temperaturas externas mais baixas, menos energia é gasta para suprir as necessidades de operação do sistema. A variação percentual entre o desempenho máximo e mínimo apresentados na Tabela 15 para os refrigerantes R141b, R1233zd(E) e R600a são respectivamente 57%, 58% e 59%, variação comum para ambos indicadores de desempenho.

Tabela 15 – Resultado dos parâmetros desconsiderando o uso da energia solar

Fluido Refrigerante	T_{GER} [°C]	T_{AMB} [°C]	$\text{ExD}_{\text{TOTAL}}$ [W]	SCOP [–]	COP [–]	$\dot{m}_{\text{COMB,GT}=0}$ [kg/s]
R1233zd(E)	95	25	487.658	0,2574	0,2703	0,0096
	95	35	$1,06 \times 10^6$	0,1202	0,1264	0,0211
	105	25	437.461	0,2858	0,3000	0,0086
	105	35	866.976	0,1461	0,1535	0,0173
R141b	95	25	460.623	0,2720	0,2856	0,0091
	95	35	980.750	0,1295	0,1362	0,0196
	105	25	412.629	0,3023	0,3173	0,0081
	105	35	803.779	0,1573	0,1653	0,0160
R600a	95	25	508.969	0,2470	0,2593	0,0100
	95	35	$1,13 \times 10^6$	0,1130	0,1187	0,0224
	105	25	457.561	0,2737	0,2872	0,0090
	105	35	925.828	0,137	0,144	0,0183

Fonte: Elaborado pela autora

Como pode ser visto na Tabela 15, a exergia total destruída diminui em temperatura ambiente mais baixa ($T_{AMB} = 25\text{ °C}$), tal resultado já havia sido observado anteriormente na simulação, quando a energia solar foi utilizada como uma das fontes de acionamento para o sistema. Logo, com menos irreversibilidades, infere-se que a energia disponibilizada ao sistema é melhor aproveitada em temperaturas ambiente mais baixas e do gerador mais alta, por isso tem-se os maiores valores de desempenho nessas condições.

A partir dos resultados observados na Tabela 15, concluiu-se que quando a energia solar não é utilizada como fonte de acionamento do sistema, a exergia total destruída pelo sistema foi a mais baixa quando $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$, logo o SCOP foi o mais alto e a vazão mássica de combustível ($\dot{m}_{COMB,GT=0}$) apresentou os menores valores, o que levou ao menor consumo de gás natural.

Dessa forma, essa condição foi selecionada para as análises elaboração das Tabela 16, Tabela 17 e Tabela 18 que mostram a variação do SCOP, a exergia total destruída pelo SRCE e a vazão mássica do combustível do aquecedor ($\dot{m}_{COMB}$) em relação aos parâmetros solares e termodinâmicos apresentados, além disso, pode ser visto nestas tabelas a redução percentual entre a vazão mássica de combustível entre as duas condições estudadas.

Tabela 16 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ para o R1233zd(E)

Fluido Refrigerante	G_T [W/m ²]	A_{COL} [m ²]	T_{GER} [°C]	T_{AMB} [°C]	ExD_{TOTAL} [W]	SCOP [–]	$\dot{m}_{COMB}$ [kg/s]	Redução % $\dot{m}_{COMB}$
R1233zd(E)	1.000	1.000	105	25	926.386	0,1270	1,42E-14	100,0
	1.000	500			649.995	0,1852	0,0035	58,7
	1.000	250			543.643	0,2248	0,0061	29,4
	700	1.000	105	25	799.908	0,1502	0,0028	67,1
	700	500			618.244	0,197	0,0057	33,7
	700	250			527.905	0,2332	0,0072	16,8
	500	1.000	105	25	756.794	0,1608	0,0057	33,9
	500	500			597.065	0,2058	0,0072	17,0
	500	250			517.411	0,2392	0,0079	8,5

Fonte: Elaborada pela autora.

Como pode ser observado nas Tabelas 16, 17 e 18, a exergia total destruída (ExD_{TOTAL}) pelo sistema apresenta uma tendência de aumento à medida em que a área do coletor também é elevada para os refrigerantes R141b, R1233zd(E) e R600a. Outro comportamento comum aos três fluidos refrigerantes mostrado nas tabelas mencionadas, é a redução percentual entre as vazões mássicas quando a energia solar é utilizada para acionamento do

sistema e quando ela é desconsiderada (redução % $\dot{m}_{\text{COMB}}$). Já que ao analisar essa variável na combinação dos valores máximos de G_T e A_{COL} , a redução percentual é de 100%, isso quer dizer que a $\dot{m}_{\text{COMB}}$ é praticamente nula, e logo, não é necessário o uso do aquecedor auxiliar para funcionamento do sistema, indicando que a energia solar e a energia fornecida pelo compressor e bombas é suficiente para operação do SRCE para ambos os fluidos

Destaca-se pela Tabela 16 que quanto menor a área do coletor solar, mais vazão mássica de combustível será necessária para suprir as necessidades do sistema, e por conseguinte, ao associar o menor fluxo solar testado (G_T) com a menor área, tem-se a maior quantidade de vazão em massa de combustível calculada, atingindo o valor de 0,0079 kg/s, cujo valor é 38,9% maior que no ponto de $G_T = 500 \text{ W/m}^2$ e $A_{\text{COL}} = 1.000 \text{ m}^2$ ao analisar o refrigerante R1233zd(E).

Entretanto, é observado que para o R600a, Tabela 17, é necessário uma maior vazão em massa em todos os pontos analisados, atingindo o valor máximo de 0,0082 kg/s, quando $G_T = 500 \text{ W/m}^2$ e $A_{\text{COL}} = 250 \text{ m}^2$, seguido pelo R1233zd(E) e pelo R141b, que requer uma menor vazão mássica de combustível. Devido à isso, a redução percentual entre o consumo de combustível, é maior quando se utiliza o R141b, Tabela 18, o que indica que esse refrigerante atinge uma economia de gás natural de aproximadamente 71% ao utilizar energia solar associada ao aquecedor auxiliar quando $G_T = 700 \text{ W/m}^2$ e $A_{\text{COL}} = 1.000 \text{ m}^2$, enquanto que para o mesmo ponto, a economia de combustível é de 64,6% para o R600a e 67,1% para R1233zd(E).

Tabela 17 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{\text{GER}} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{\text{AMB}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ para o R600a

Fluido Refrigerante	G_T [W/m ²]	A_{COL} [m ²]	T_{GER} [°C]	T_{AMB} [°C]	$\text{ExD}_{\text{TOTAL}}$ [W]	SCOP [–]	$\dot{m}_{\text{COMB}}$ [kg/s]	Varição % $\dot{m}_{\text{COMB}}$
R600a	1000	1000	105	25	932.448	0,1266	2,99E-17	100,0
	1000	500			670.045	0,1801	0,0039	56,5
	1000	250			563.730	0,2172	0,0064	28,3
	700	1000	105	25	819.891	0,1468	0,0032	64,6
	700	500			638.315	0,1912	0,0061	32,4
	700	250			547.998	0,2251	0,0075	16,2
	500	1000	105	25	776.835	0,1569	0,0060	32,6
	500	500			617.151	0,1994	0,0075	16,3
	500	250			537.508	0,2307	0,0082	8,1

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 18 - Resultado dos parâmetros termodinâmicos para $T_{GER} = 105\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ para o R141b

Fluido Refrigerante	G_T [W/m ²]	A_{COL} [m ²]	T_{GER} [°C]	T_{AMB} [°C]	ExD_{TOTAL} [W]	SCOP [–]	$\dot{m}_{COMB}$ [kg/s]	Redução % $\dot{m}_{COMB}$
R141b	1000	1000	105	25	920.938	0,1271	5,98E-18	100,0
	1000	500			625.242	0,192	0,0031	62,1
	1000	250			518.831	0,2349	0,0056	31,1
	700	1000	105	25	775.258	0,1546	0,0024	71,0
	700	500			593.459	0,2047	0,0052	35,6
	700	250			503.086	0,2441	0,0070	17,8
	500	1000	105	25	732.054	0,1658	0,0052	35,9
	500	500			572.257	0,2142	0,0067	18,0
	500	250			492.586	0,2507	0,0074	8,9

Fonte: Elaborado pela autora.

Sabendo que o SCOP é um parâmetro que é elevado com o aumento da temperatura do gerador e temperatura ambiente mais baixa, foi possível analisar a partir das Tabela 16 e Tabela 17 que para os refrigerantes R1233zd(E) e R141b ocorreu uma variação máxima do SCOP de 4,6% quando $G_T = 500\text{ W/m}^2$ e $A_{COL} = 250\text{ m}^2$. Já ao se comparar os refrigerantes R141b e R600a, a variação máxima foi de 8%, o que indica que os valores de coeficiente de desempenho solar são próximos entre os fluidos nas condições de operação analisadas.

Além disso, ao se comparar os resultados das tabelas recém mencionadas, nota-se que o hidroclorofluorcarbono apresenta os menores valores de exergia total destruída no sistema, resultando em uma variação máxima de 4,7% nos valores desse parâmetro em relação ao R1233zd(E) e cerca de 8% em relação ao hidrocarboneto. Outro ponto importante acerca dessas tabelas foi a proporção entre a redução percentual do consumo de combustível e as áreas do coletor solar, isso indica que para um mesmo fluxo solar, ao reduzir a área coletora pela metade, a redução do consumo de combustível também cai aproximadamente pela metade, e o mesmo ocorre quando tem-se $\frac{1}{4}$ de área, assim, a economia do consumo de combustível cai para 25%.

Como visto anteriormente, o fluido R141b apresentou valores de desempenho um pouco maiores que os demais refrigerantes estudados, assim como, menor exergia total destruída. Entretanto, por possuir alto GWP, esse fluido não será analisado economicamente para aplicação proposta de um SRCE. Dessa forma, os refrigerantes selecionados para análise econômica foram o R1233zd(E) e o R600a, que possuem propriedades termodinâmicas satisfatórias e baixo potencial de aquecimento global. Para análise ambiental em função do TEWI indireto, os três fluidos refrigerantes serão avaliados.

5.2.2 Análise econômica e ambiental

A irradiação solar total incidente (G_T) selecionada para a análise econômica e ambiental foi de 600 W/m², sendo esse, o valor médio aproximado para a cidade de Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil, conforme Reis; Tiba (2016). O tempo de funcionamento anual, bem como os custos de energia elétrica, de combustível, associado à produção de CO₂ e taxas de emissão de CO₂ foram apresentados na Tabela 7 no Capítulo 4.

5.2.2.1 Análise ambiental

O impacto ambiental do SRCE é avaliado por meio do cálculo do *Total Equivalent Warming Impact* indireto (TEWI_{IND}) para três áreas do coletor solar, bem como para os fluidos refrigerantes R600a e R1233zd(E), o R141b foi desconsiderado da análise ambiental, uma vez que é um fluido com alto GWP. Os resultados mostrados na Tabela 19 são para as variações de temperatura ambiente de 25°C e 35°C e do gerador de 95°C e 105°C, para o TEWI_{IND} quando há utilização de energia solar e também de quando ela é desconsiderada (TEWI_{IND,GT=0}).

Tabela 19 – Variação do TEWI_{IND} em relação às temperaturas de operação

Fluido Refrigerante	T _{GER} [°C]	T _{AMB} [°C]	A _{COL} = 250 [m ²]	A _{COL} = 500 [m ²]	A _{COL} = 1.000 [m ²]	Sem coletor
			TEWI _{IND} [ton.CO ₂ /ano]	TEWI _{IND} [ton.CO ₂ /ano]	TEWI _{IND} [ton.CO ₂ /ano]	TEWI _{IND,GT=0} [ton.CO ₂ /ano]
R1233zd(E)	95	25	674,5	640,4	572,5	708,6
		35	1.498	1.460	1.383	1.537
	105	25	606,8	577,2	518,6	636,2
		35	1.227	1.193	1.124	1.261
R600a	95	25	703	668,9	600,9	737,1
		35	1.593	1.555	1.478	1.632
	105	25	633,3	603,7	545,1	662,7
		35	1.307	1.272	1.204	1.341

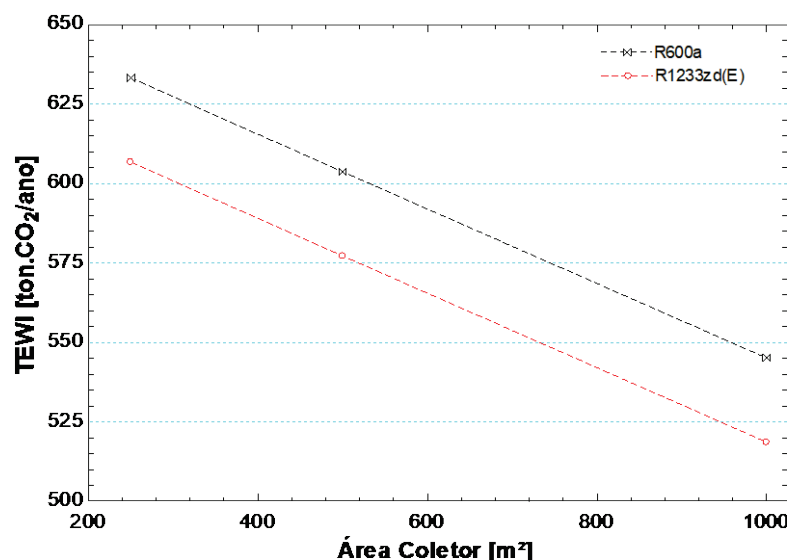
Fonte: Elaborado pela autora.

Dessa forma, nota-se que quando a energia solar é utilizada como uma das fontes de acionamento do sistema, menor é o impacto sobre o meio ambiente, ou seja, menor quantidade de CO₂ é lançado na atmosfera. Isso pode ser observado na Tabela 19 que mostra que o TEWI_{IND,GT=0} possui valores mais altos em todos os pontos avaliados, atingindo o valor máximo de 1.632 ton.CO₂/ano para o R600a quando opera em T_{AMB}= 35°C e T_{GER}= 95°C.

A partir dos resultados apresentados na Tabela 19, ressalta-se que à medida em que a área coletora e a temperatura ambiente são elevadas, o TEWI indireto também aumenta. Dessa forma, ao analisar a $A_{COL} = 1.000 \text{ m}^2$ e $T_{GER} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$, para o R1233zd(E), é observado um aumento de aproximadamente 142% da quantidade de toneladas de CO_2 emitidas por ano, quando se tem $T_{AMB} = 35^\circ\text{C}$ em relação à $T_{AMB} = 25^\circ\text{C}$. O comportamento apresentado está de acordo com Gullo; Tsamos et al., 2018 que afirma que quando se tem um menor consumo energético em um sistema de refrigeração, a parcela indireta do TEWI também é reduzida. Com isso, os menores valores de TEWI_{IND} para todos os refrigerantes ocorreram quando $T_{GER} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{AMB} = 25^\circ\text{C}$, uma vez que sabe-se que essa combinação de temperaturas é a que apresentou o melhor COP no presente estudo e consequentemente a menor potência consumida pelo sistema.

Dessa forma, a condição que apresenta os menores valores da parcela indireta do TEWI para cada fluido refrigerante ($T_{GER} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{AMB} = 25^\circ\text{C}$) é apresentada na Figura 30, em relação às três áreas coletoras. E a condição mais crítica, ou seja, quando TEWI_{IND} tende a apresentar valores significativamente mais altos, pode ser observada na Figura 31.

Figura 30 - TEWI indireto em relação a área do coletor solar para cada fluido analisado operando com $T_{GER} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{AMB} = 25^\circ\text{C}$

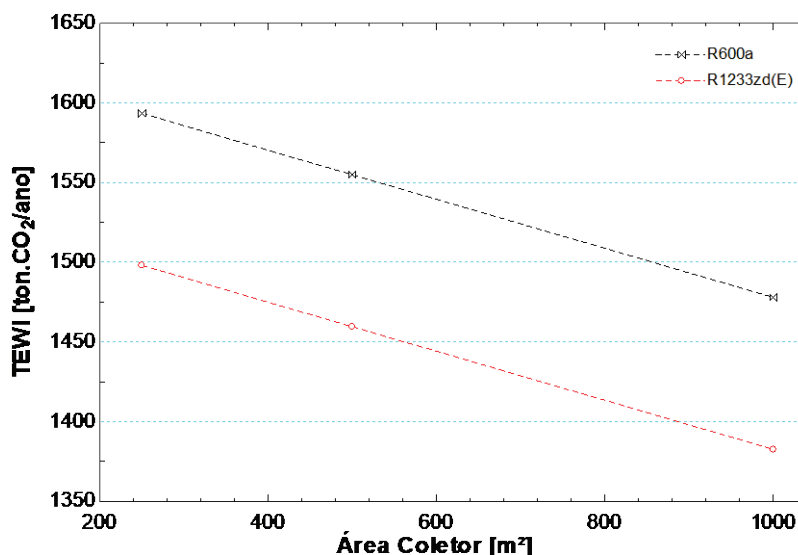


Fonte: Elaborado pela autora.

As Figura 30 e Figura 31 evidenciam a tendência de redução do TEWI_{IND} em relação às áreas coletoras simuladas para os refrigerantes R600a e R1233zd(E). Observa-se também que o R600a apresentou em todos os pontos das curvas os maiores valores da parcela indireta do parâmetro testado, tal fato concorda com os resultados apresentados

anteriormente, que mostrou que este fluido refrigerante possui menor coeficiente de desempenho dentre os demais.

Figura 31 - TEWI indireto em relação a área do coletor solar para cada fluido analisado operando com $T_{GER} = 95\text{ °C}$ e $T_{AMB} = 35\text{ °C}$



Fonte: Elaborado pela autora

Já o refrigerante R1233zd(E) apresentou um consumo menor de energia no SRCE em relação ao R600a, além de um valor maior de COP durante os testes realizados, por isso é o que apresentou os menores valores da parcela indireta do TEWI em todas as condições avaliadas.

5.2.2.2 Análise econômica

Conforme análises realizadas anteriormente, o fluido refrigerante R1233zd(E) possui as propriedades termodinâmicas adequadas para aplicação no sistema de refrigeração em cascata com ejetores (SRCE) que utiliza energia solar, então esse fluido foi o escolhido para as simulações propostas nesta seção. O R600a também foi selecionado para análise econômica, apesar de possuir valores de desempenho mais baixos, esse fluido é ambientalmente seguro, com baixos valores de GWP e ODP. Já o R141b, tem o potencial de aquecimento global elevado e sua eliminação ocorrerá em breve, por isso não foi considerando para essa análise.

A área do coletor selecionada para a análise foi a de 500 m², primeiramente por ser um valor intermediário e enquadrado dentro o tamanho médio dos supermercados no Brasil, além

disso, por possuir o coeficiente de desempenho solar (SCOP) satisfatório, e mais alto do que quando a área de 1.000 m² é adotada.

A Tabela 20 mostra os custos de operação, o custo ambiental e o custo total do sistema de refrigeração em cascata com ejetor e energia solar, além disso, também foram calculados os parâmetros mencionados considerando que o SRCE opera sem os coletores solar para os fluidos refrigerante R1233zd(E) e R600a. Todos os custos foram calculados em função da área do coletor solar de tubos evacuados (500 m²) e da irradiação solar total incidente selecionada (600 W/m²), exceto quando não há uso da energia solar, enquanto as temperaturas do gerador e ambiente selecionados para análise foram variadas.

Tabela 20 - Resultado dos custos anuais para o R1233zd(E) e R600a

Fluido	T _{GER} [°C]	T _{AMB} [°C]	Custo OPER. [US\$/ano]	Custo OPER.(GT=0) [US\$/ano]	Custo AMB [US\$/ano]	Custo AMB (GT=0) [US\$/ano]	Custo TOTAL [US\$/ano]	Custo TOTAL (GT=0) [US\$/ano]
R1233zd(E)	95	25	181.700	198.748	57.635	63.772	239.334	262.520
		35	388.547	407.794	131.358	138.287	519.905	546.081
	105	25	166.141	180.873	51.952	57.255	218.093	238.128
		35	322.010	339.093	107.334	113.484	429.344	452.577
R600a	95	25	191.413	208.465	60.197	66.335	251.610	274.800
		35	418.249	437.498	139.940	146.870	558.189	584.368
	105	25	175.624	190.359	54.337	59.642	229.961	250.000
		35	347.942	365.028	114.503	120.654	462.445	485.681

Fonte: Elaborado pela autora.

Ao analisar a Tabela 20, nota-se que o custo ambiental anual em todos os pontos avaliados, é mais baixo quando há utilização da energia solar, em relação à quando ela não é utilizada, isso ocorre devido ao maior consumo de combustível necessário para suprir a demanda de energia para abastecer o SRCE quando não se utiliza esta energia renovável para acionamento. A mesma tendência é observada para o custo de operação, que para o R1233zd(E) é 9,4% maior quando se trabalha sem energia solar para T_{GER}= 95 °C e T_{AMB}= 25°C e cerca de 5% mais alto quando se trabalha com a mesma temperatura do gerador e T_{AMB}= 35 °C.

Além disso, observa-se que quando se trabalha com temperatura ambiente mais alta, para todos os casos apresentados na Tabela 20, os custos ambientais, de operação e total são significativamente maiores, podendo chegar a um aumento de, aproximadamente, 122% no custo total do R600a quando T_{GER}= 95°C, e 132% de aumento no custo ambiental para a

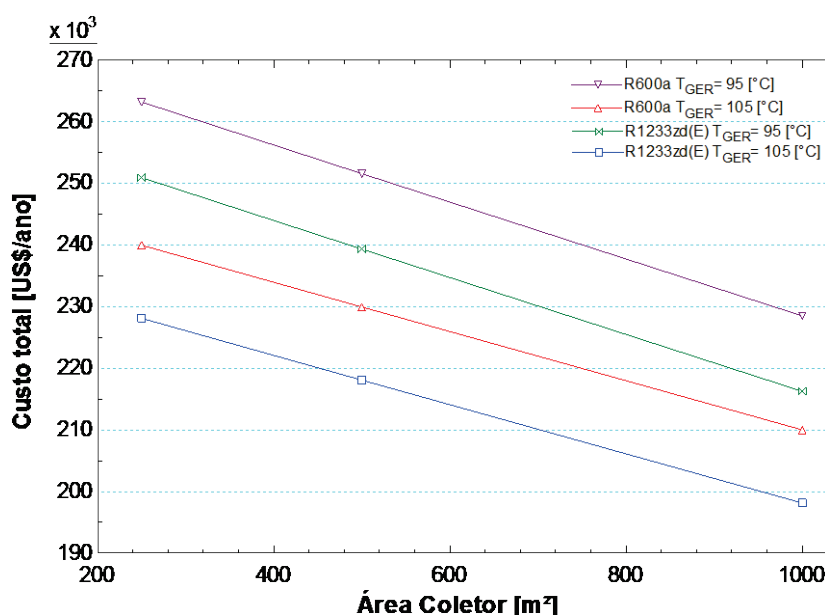
mesma condição. Tal situação ocorre uma vez que quando se opera com $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$, o sistema vai requerer mais energia para trocar calor com o ambiente.

Ao analisar os custos totais de quando se opera o ano todo (7.200 horas) sem energia solar, e compará-lo a quando se usa essa fonte de energia térmica, conclui-se que há uma economia máxima de, respectivamente, 8,8% e 8,4% para os refrigerantes R1233zd(E) e R600a, quando $T_{GER} = 95^{\circ}\text{C}$ e $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$. Assim, pode-se dizer que a utilização do sistema de refrigeração em cascata com ejetor que possui a energia solar como uma das fontes de acionamento, é mais vantajosa em termos econômicos.

Outro resultado importante acerca da Tabela 20 é o fato do refrigerante R1233zd(E) apresentar os menores valores de custos em todas as combinações de temperatura para área do coletor e fluxo solar fixados. Avaliando o custo total, o R1233zd(E) apresenta em média 5% de economia anual em relação ao R600a. Sendo o menor valor do custo relativo ao R1233zd(E), igual a US\$ 218.093 quando $T_{GER} = 105^{\circ}\text{C}$ e $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$, o que é US\$ 211.251 anuais a menos do que quando se opera com a mesma temperatura do gerador e $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$.

Dessa forma, sabendo que os menores custos totais ocorrem com a utilização de energia solar e quando a $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$, uma simulação desses custos para os refrigerantes R600a e R1233zd(E) foi realizada em relação a outras áreas do coletor solar, variando a temperatura do gerador conforme mostra a Figura 32. A irradiação solar total incidente foi mantida em 600 W/m^2 .

Figura 32 - Custo total anual em relação à área do coletor para $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$



Fonte: Elaborado pela autora.

Observa-se que quando a área do coletor é igual a 1.000 m², o custo total anual, para todos os pontos investigados, é mais baixo em relação às demais áreas coletoras. Tal fato ocorre devido à menor quantidade de combustível gasto para acionamento do sistema e maior quantidade de energia solar disponível para o SRCE. Nota-se que no ponto onde os menores custos são apresentados, $T_{GER} = 105^{\circ}\text{C}$, houve um aumento médio do custo de aproximadamente 5,5% do R600a em relação ao R1233zd(E), isso representa uma economia média de aproximadamente US\$ 11.800 anuais considerando as melhores temperaturas de operação. Os resultados também mostram que para qualquer uma das temperaturas do gerador e áreas selecionadas para aplicação no sistema, o fluido refrigerante R1233zd(E) é o que sempre possui menor custo total, podendo atingir o valor mínimo de US\$ 198.154 por ano quando $A_{COL} = 1.000 \text{ m}^2$, o que é cerca de 9,1% mais baixo do que quando a $A_{COL} = 500 \text{ m}^2$ e 13,1% mais baixa em relação a $A_{COL} = 250 \text{ m}^2$, o que equivale a cerca de US\$ 20.000 anuais de economia quando se compara a maior e menor área coletora.

5.2.3 Otimização dos custos

O custo total foi otimizado em função de 12 variáveis para os dois refrigerantes selecionados, cujo a faixa de valores testados durante a otimização é apresentada na Tabela 21, com o objetivo de avaliar quais os valores ótimos dos parâmetros que minimizam o custo total anual. Para isso foi utilizado o método contido no EES, denominado *Conjugate Direct Methods* com tolerância de 10^{-3} , e os parâmetros fixados durante para a realização da otimização são irradiância solar total (G_T) igual à 600 W/m² e temperatura ambiente (T_{AMB}) de 25°C e 35°C.

As variações de temperatura, área coletora, razão de circulação da bomba do circuito de baixa temperatura bem como temperatura do gerador foram testadas com o objetivo de minimizar o custo total para aplicação do SRCE em supermercados. Os resultados dessa otimização para o R1233zd(E) para as temperaturas ambiente testadas são apresentados na Tabela 22 e Tabela 23

Tabela 21 - Parâmetros de entrada para otimização

Parâmetros	Valores	
	Mínimo	Máximo
Área coletora (A_{COL})	250 m ²	3.000 m ²
Diferença entre a temperatura do refrigerante e água no gerador (ADT_{GER})	3 °C	15 °C
Diferença de temperatura no trocador de calor em cascata (ΔT_{casc})	3 °C	20 °C
Diferença de temperatura no condensador (ΔT_{COND})	3 °C	20 °C
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto LV ($\Delta T_{eq,lv}$)	0,05 °C	15 °C
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto VV ($\Delta T_{eq,vv}$)	0,05 °C	15 °C
Diferença de temperatura no evaporador de baixa temperatura ($\Delta T_{evap,BT}$)	3 °C	20 °C
Diferença de temperatura no evaporador de média temperatura ($\Delta T_{evap,MT}$)	3 °C	20 °C
Diferença de temperatura entre a saída entrada do gerador (ΔT_{GER})	4 °C	15 °C
Grau de Superaquecimento SHX (ΔT_{SUPER})	3 °C	15 °C
Razão de circulação da bomba 2 ($RC_{Bomba,2}$)	1 (-)	4 (-)
Temperatura do gerador (T_{GER})	95 °C	125 °C

Fonte: Elaborado pela autora.

Tabela 22 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R1233zd(E)

Parâmetros	Valores Otimizados	
	$T_{AMB} = 25^{\circ}C$	$T_{AMB} = 35^{\circ}C$
Custo total anual [C_{TOTAL}]	US\$ 113.175	US\$ 190.096
Área coletora [A_{COL}]	2.549 m ²	2.971 m ²
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto LV [$\Delta T_{eq,LV}$]	1,34 °C	1,34 °C
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto VV [$\Delta T_{eq,VV}$]	5,72 °C	4,51 °C
Razão de circulação das bombas [RC_{Bomba}]	1,82	1,82
Temperatura do gerador [T_{GER}]	125 °C	125 °C

Fonte: Elaborado pela autora.

Na Tabela 22 os resultados mostram que a área do coletor ótima para minimização do custo total é de 2.549 m² quando $T_{AMB} = 25^{\circ}C$, e 2.971 m² para $T_{AMB} = 35^{\circ}C$. Esses valores já eram esperados, uma vez que os resultados da seção 5.2 mostraram que em temperaturas ambiente mais altas, maior o custo total. Pode-se dizer que esse resultado acompanha os

parâmetros de desempenho do SRCE, que como visto anteriormente, tem seus valores aumentados quando T_{AMB} é mais baixa, devido a menor necessidade de consumo de potência em relação à $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$. Tal fato também justifica o custo total otimizado para temperatura ambiente de 25°C ser de US\$113.175 anuais, o que é 40,5% mais baixo de quando essa temperatura ambiente é mais elevada.

Além disso, nota-se que a temperatura do gerador convergiu para o valor ótimo mais alto da faixa testada, o que indica um comportamento semelhante ao obtido por Bellos; Tzivanidis (2017), que observaram que para temperaturas mais altas do gerador, maior o desempenho do sistema de refrigeração e com isso, o custo é mais baixo.

Entretanto, as diferenças de temperatura (ΔT) convergiram para o valor mais baixo testado na faixa de otimização, o que indica menor consumo de energia nesses casos, uma vez que diferenças de temperatura mais baixas, tanto nos trocadores de calor quanto entre fluidos, reduzem as irreversibilidades da troca de calor, o que acarreta em uma melhoria de desempenho do sistema de refrigeração, por isso esses resultados não foram apresentados na Tabela 22. Somente as diferenças de temperatura equivalente dos ejetores, tanto $\Delta T_{eq,VV}$ quanto $\Delta T_{eq,LV}$, foram exceção, uma vez que resultaram em valores intermediários em relação à faixa proposta.

Em se tratando de desempenho, tanto o COP quanto o SCOP são apresentados na Tabela 23, que mostra também o resultado ótimo de parâmetros importantes na operação do SRCE, em função do custo total anual minimizado.

Tabela 23 - Parâmetros obtidos através da otimização do custo total para o R1233zd(E)

Parâmetros	Valores Otimizados em função do $C_{TOTAL, \text{ÓTIMO}}$	
	$T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$	$T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de desempenho [COP]	0,44 (-)	0,25 (-)
Coeficiente de desempenho solar [SCOP]	0,084 (-)	0,072 (-)
Exergia destruída total [ExD_{SRCE}]	1.430 kW	1.660 kW
Eficiência exérgica [η_{II}]	0,0140 (-)	0,0139 (-)
TEWI _{IND} [-]	272 [ton.CO ₂ /ano]	493 [ton.CO ₂ /ano]
Custo de operação anual [C_{OPERA}]	US\$ 88.728	US\$ 145.767
Custo ambiental anual [$C_{AMBIENTAL}$]	US\$ 24.447	US\$ 44.329

Fonte: Elaborado pela autora.

Como a otimização foi realizada para uma única função objetivo, os valores encontrados na Tabela 23, apresentam os resultados em relação ao custo total otimizado. Dessa forma, nota-se um aumento do COP, de respectivamente 47,4% e 60,5%, para as temperaturas ambiente de 25°C e 35°C, comparando com o COP da melhor condição referente a cada T_{AMB} da Tabela 14, da seção 5.2.1 do presente trabalho.

Em contraponto, o SCOP em função do custo otimizado é cerca de 64,8% mais baixo para $T_{AMB} = 25\text{ °C}$ ao compará-lo com o apresentado da Tabela 16, quando o melhor valor desse parâmetro de desempenho foi apresentado (0,2392). Isso indica que uma grande quantidade de energia do sol foi absorvida pelo coletor solar, já que a área ótima para o custo total reduzido é acima de 2.000 m², gerando muitas irreversibilidades e pouco aproveitamento dessa energia, pelo sistema de refrigeração. Como consequência disso, a exergia total destruída aumentou para o SRCE na situação de otimização de custos em relação aos resultados apresentados anteriormente. A eficiência exergética também comprova que o sistema obteve um aproveitamento baixo a partir da exergia total fornecida, cerca de 1,4% nos casos avaliados, devido à grande quantidade de exergia destruída.

Quanto se compara os custos ambientais e de operação otimizados com os obtidos na simulação, precebe-se que eles apresentaram redução de aproximadamente 47% e 55%, respectivamente, quando se opera com $T_{AMB} = 25\text{ °C}$. A mesma tendência de queda foi apresentada pelo TEWI, que partindo do princípio que quanto mais energia solar disponibilizada ao sistema, menos energia do aquecedor auxiliar é utilizada, consequentemente menor a parcela indireta do TEWI.

Os resultados obtidos na otimização do custo total para o R600a, são apresentados nas Tabela 24 e Tabela 25.

Tabela 24 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R600a

Parâmetros (R600a)	Valores Otimizados	
	$T_{AMB} = 25\text{ °C}$	$T_{AMB} = 35\text{ °C}$
Custo total anual $[C_{TOTAL}]$	US\$ 119.606	US\$ 209.798
Área coletora $[A_{COL}]$	2.772 m ²	2.800 m ²
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto LV $[\Delta T_{eq,lv}]$	1,34 °C	1,34 °C
Diferença de Temperatura Equivalente Ejeto VV $[\Delta T_{eq,vv}]$	5,53 °C	4,24 °C
Razão de circulação das bombas $[RC_{Bomba}]$	1,82	1,82
Temperatura do gerador $[T_{GER}]$	125 °C	125 °C

Fonte: Elaborado pela autora.

Ao utilizar o R600a na otimização proposta, percebeu-se que assim como ocorreu para o R1233zd(E), as diferenças de temperatura (ΔT) convergiram para o valor mais baixo testado na faixa de otimização. Entretanto, observou-se que a exergia destruída, e os custos de operação, ambiental e total foram mais altos quando se trabalha com o R600a, sendo que o custo total foi cerca de 10,4% maior para $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$, comparando os dois fluidos refrigerantes.

A parcela indireta do TEWI para o R600a demonstrou o mesmo comportamento do R1233zd(E) em se tratando de aumento para temperaturas ambiente mais altas. Sendo que quando se trabalha com R600a no SRCE e $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$, 42 ton.CO₂/ano a mais são lançadas na atmosfera por ano ao comparar com a mesma aplicação utilizando R1233zd(E), e cerca de 10 ton.CO₂/ano a mais quando a temperatura ambiente mais baixa é aplicada.

Tabela 25 - Parâmetros obtidos através da otimização do custo total anual para o R600a

Parâmetros	Valores Otimizados em função do $C_{TOTAL,MÍN}$	
	$T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$	$T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$
Coeficiente de desempenho [COP]	0,42 [-]	0,23 (-)
Coeficiente de desempenho solar [SCOP]	0,077 [-]	0,070 (-)
Exergia destruída total [ExD _{SRCE}]	1.550 kW	1.700 kW
Eficiência exérgica [η_{II}]	0,0133 [-]	0,0135 [-]
TEWI indireto [-]	282 [ton.CO ₂ /ano]	535 [ton.CO ₂ /ano]
Custo de operação anual [C_{OPERA}]	US\$ 94.197	US\$ 161.757
Custo ambiental anual [$C_{AMBIENTAL}$]	US\$ 25.410	US\$ 48.087

Fonte: Elaborado pela autora

Dessa forma, é possível concluir com a otimização do custo total anual que tanto do ponto de vista econômico, quanto ambiental e de desempenho, o R1233zd(E) é o mais indicado para o sistema de refrigeração em cascata com ejetor que utiliza energia solar (SRCE). Uma vez que, especialmente na temperatura ambiente mais alta analisada, nota-se uma maior diferença entre os custos e também da parcela indireta do TEWI com resultado favorável para o R1233zd(E). Além do mais, quando $T_{AMB} = 35^{\circ}\text{C}$ o COP da hidrofluorolefina é cerca de 8,7% mais alto que o do R600a e cerca de 4,8% maior quando $T_{AMB} = 25^{\circ}\text{C}$.

Entretanto, observa-se que a área do coletor solar obtida foi mais alta para o R1233zd(E) do que para o R600a na temperatura ambiente mais alta, já que por ser um fluido

menos eficiente, existe uma necessidade maior de queima de combustível para operar com o hidrocarboneto, especialmente na condição de temperatura mencionada.

Um outro ponto importante, é acerca da temperatura do gerador, que durante a simulação, percebeu-se que quando ela é mais alta, é necessário que o sistema opere com uma pressão mais alta no circuito coletor solar para garantir que a água não evapore durante a operação, especialmente quando combinado com os fluxos solares e áreas coletoras mais elevados. Logo, apesar da pressão utilizada ser de 2.200 kPa para garantir tal situação, do ponto de vista prático, essa pressão implica em tubulações mais resistentes e mais cuidados com a segurança na operação.

Dessa forma, uma otimização foi realizada fixando a temperatura do gerador em 95°C e 105°C e $T_{AMB} = 25^\circ\text{C}$ para o refrigerante R1233zd(E), com objetivo de avaliar os impactos da T_{GER} nos custos e outras variáveis. Os resultados dessa são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 - Resultado dos parâmetros otimizados para o R1233zd(E) com T_{GER} fixado

Parâmetros	Valores Otimizados	
	$T_{GER} = 95^\circ\text{C}$	$T_{GER} = 105^\circ\text{C}$
Custo total anual $[C_{TOTAL}]$	US\$ 135.990	US\$ 125.834
Área coletora $[A_{COL}]$	1.900 m ²	2.368 m ²
Coeficiente de desempenho $[COP]$	0,3547	0,3887
Coeficiente de desempenho solar $[SCOP]$	0,1119 (-)	0,0901 (-)
Exergia destruída total $[ExD_{SRCE}]$	1.059 kW	1.318 kW
Eficiência exergética $[\eta_{II}]$	0,02202	0,01983 (-)
TEWI _{IND} $[-]$	341 (ton.CO ₂ /ano)	310 (ton.CO ₂ /ano)
Temperatura máxima água $[T_{MAX,AGUA}]$	171,7 °C	196,7 °C

Fonte: Elaborado pela autora

Sabendo que a água pressurizada à 2.200 kPa possui temperatura de saturação igual a 217,2°C, a partir a Tabela 26, conclui-se que para $T_{GER} = 105^\circ\text{C}$, que a temperatura máxima atingida pela água no ciclo coletor é igual a 196,7°C, o que permite ao sistema operar com pressões mais baixas, cerca de 1.500 kPa, considerando uma margem de 1,5°C acima do obtido. Enquanto que para temperatura do gerador mais baixa, a $T_{MAX,AGUA} = 171,7^\circ\text{C}$, sendo assim, o ciclo coletor solar pode operar com cerca de 43% menos pressão que em $T_{GER} = 105^\circ\text{C}$.

Ao comparar os resultados obtidos na Tabela 26, com a otimização em que a temperatura do gerador foi igual a 125°C (Tabela 22) conclui-se que à medida em que a temperatura do gerador reduziu, a área do coletor diminuiu e o custo total foi maior. Isso ocorre uma vez que mais combustível foi utilizado para o sistema operar, o que mostra que o aumento da demanda de combustível implica na diminuição do coeficiente de desempenho (COP). Consequentemente, quando se tem maior potência sendo fornecida ao sistema, como visto anteriormente, resulta no aumento da parcela indireta do TEWI.

A partir disso, destaca-se o ponto no qual $T_{GER} = 95^{\circ}\text{C}$, onde a área do coletor obteve uma redução de 25,5% em relação aos resultados obtidos na otimização, conforme, Tabela 22 e o custo total subiu cerca de 20,2% na mesma comparação, o que é cerca de US\$22.815 a mais por ano. Já o COP apresentou uma redução de 8,0% analisando essa mesma temperatura do gerador. Ainda sob a ótica da comparação proposta, como as áreas coletoras foram reduzidas, o SCOP teve seus valores aumentados, atingindo 33,2% de aumento para a menor temperatura do gerador, o que significa um melhor aproveitamento da energia solar.

Dessa forma, apesar de haver um aumento do custo total anual em ambos os casos estudados, a área coletora teve uma redução significativa, o que do ponto de vista prático se torna interessante, já que essa redução da área proporcionaria menores requisitos de manutenção, bem como se adequaria melhor dentro da disponibilidade de espaço dos supermercados brasileiros. Além disso, a pressão de operação mais baixa da água que circula no ciclo coletor solar, permite que dispositivos de segurança e mão de obra não demandem tanta sofisticação quanto aqueles em que se trabalha com pressões mais altas.

6 CONCLUSÕES

No presente estudo, um sistema de refrigeração em cascata com ejetor e energia solar foi proposto em uma nova configuração. Além disso, a introdução de dois ejetores no sistema, o uso da energia solar como forma de acionamento, assim como, o uso de dois evaporadores e a utilização em supermercados para armazenar produtos congelados e condicionamento do ar são outros diferenciais do sistema estudado.

Com isso, um modelo matemático foi elaborado e implementado no *software* EES proporcionando a simulação termodinâmica (análises energética e exergética), econômica e ambiental considerando que o sistema opera com 7.200 h/ano, três fluidos refrigerantes examinados no ciclo de alta temperatura, R141b, R600a e R1233zd(E), e no ciclo de baixa temperatura, o R744 (CO₂) foi o fluido selecionado. No circuito coletor solar, o coletor de tubos evacuados foi selecionado e o gás natural foi utilizado no aquecedor.

Os resultados foram gerados para cada fluido refrigerante, no qual foram testados três fluxos solares, e a partir desses fluxos, três áreas do coletor de tubos evacuados, duas temperaturas do gerador e duas temperaturas ambiente foram simuladas. Quanto a exergia destruída, foi possível concluir que a T_{AMB} mais alta contribuiu para o aumento das irreversibilidades e que o fluido refrigerante R600a apresentou os maiores valores de destruição de exergia.

Durante a simulação, avaliou-se também como o SRCE se comporta quando a energia solar não é utilizada, e observou-se que em combinações de altas temperaturas do gerador e fluxo solar há uma economia de combustível significativa, podendo chegar a 67,1% de economia para $G_T = 700 \text{ W/m}^2$ e $A_{COL} = 1.000 \text{ m}^2$ para o R1233zd(E).

A análise econômica, ambiental e a otimização foram realizadas considerando um fluxo solar de 600 W/m^2 , considerando 9 horas de sol por dia na cidade de Belo Horizonte. Com isso, percebeu-se através da análise ambiental, que a parcela indireta do TEWI concordou com os resultados de coeficientes de desempenho obtidos em seções anteriores, confirmando que o R1233zd(E) consome menos energia e emite menos CO₂ na atmosfera, seguido pelo R600a que pode lançar até 1.593 ton.CO₂/ano em combinações de operação crítica, no qual tem-se T_{AMB} mais alta e T_{GER} mais baixa.

Na análise econômica, o custo total anual, que é composto pelos custos ambientais e de operação foi avaliado e os resultados obtidos a partir da simulação, foram comparados com os valores obtidos através da minimização do custo total anual pelo método de otimização denominado *Conjugate Direct Methods*.

Com isso, observou-se que os custos operacionais, ambientais e total foram mais atrativos quando houve utilização da energia solar, em relação à quando ela não é utilizada. Além disso, em temperaturas ambiente mais elevadas, notou-se também, que os custos totais aumentaram significativamente, atingindo 122% de aumento para o R600a quando $T_{GER}=95^{\circ}\text{C}$ e $A_{COL}=500\text{m}^2$, e cerca de 117% para o R1233zd(E) nas mesmas condições de operação.

Ao realizar a otimização do custo total anual em função de 12 variáveis, confirmou-se que a T_{GER} convergiria para o maior valor da faixa testada, 125°C , para ambos fluidos analisados, fator esse que contribuiu para atingir o custo total anual mínimo de US\$113.175, que ocorreu ao se operar com o R1233zd(E) na temperatura ambiente de 25°C . Tal valor foi 48,1% inferior ao menor valor encontrado nas simulações iniciais, quando $T_{AMB}=25^{\circ}\text{C}$ e $T_{GER}=105^{\circ}\text{C}$. Nessa mesma temperatura ambiente, o R600a obteve um custo total anual otimizado de US\$ 119.606, cerca de 5,7% maior do que quando o R1233zd(E) foi utilizado.

Outra variável que contribuiu para redução dos custos, foi a área do coletor ter resultado em valores acima de 2.500 m^2 na minimização do custo, o que acarretou no aumento das irreversibilidades associadas ao ciclo coletor solar. Com isso, observou-se um aumento da exergia destruída nos componentes do sistema em relação aos resultados obtidos na simulação inicial e assim uma redução dos valores do SCOP.

Enquanto isso, o COP obteve uma melhoria de até 60% para o R1233zd(E) na otimização, atingindo o valor máximo de 0,44 para $T_{AMB}=25^{\circ}\text{C}$, enquanto o COP do R600a atingiu o valor de 0,42 na mesma temperatura ambiente citada.

Para avaliar o comportamento da temperatura do gerador no sistema, foi fixada uma temperatura ambiente como 25°C e as temperaturas do gerador igual a 95°C e 105°C em uma otimização utilizando o R1233zd(E), e concluiu-se que essa temperatura teve impacto em diversos parâmetros estudados, como no custo total e $TEWI_{IND}$ que seguiu uma tendência de alta com a redução da T_{GER} . Contudo, com a redução T_{GER} , o COP também apresentou tendência de queda, assim como a exergia destruída do sistema (ExD_{SRCE}) e a área do coletor que apresentaram o mesmo comportamento.

Apesar do custo total ter aumentado aproximadamente 20% na otimização, quando $T_{GER}=95^{\circ}\text{C}$ em relação à $T_{GER}=125^{\circ}\text{C}$, a área coletora necessária reduziu 25,4% nessa comparação. Dessa forma, sabendo que o custo total deste estudo não incluiu as despesas com aquisição e manutenção dos componentes do sistema e, ainda, que ao operar com menores temperaturas do gerador é possível se trabalhar com menor pressão da água no ciclo coletor, com até 61% de redução em relação às simulações iniciais realizadas no EES,

a utilização da temperatura do gerador igual a 95°C é favorável, principalmente quando necessita-se trabalhar com pressões mais baixas, e quando a disponibilidade de espaço útil para implantação dos coletores solares é limitada, assim, consequentemente, os custos de aquisição, especialmente dos coletores pode ser reduzido

Quando se prioriza o COP do sistema de refrigeração e o impacto ambiental gerado pelo sistema em termos de $TEWI_{IND}$, bem como os custos de operação e ambiental, o ideal é operar com a temperatura do gerador com valores mais elevados.

Conclui-se que ao combinar fatores econômicos, ambientais e desempenho do sistema, o melhor fluido com baixo GWP avaliado para aplicação no sistema de refrigeração em cascata com ejetores e energia solar foi o R1233zd(E).

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Recomenda-se que em trabalhos futuros, novos fluidos refrigerantes sejam testados nos ciclos de alta, média e baixa temperatura com o objetivo avaliar a viabilidade tanto econômica, quanto termodinâmica e ambiental para aplicação no tipo de sistema proposto.

Sugere-se também, a implantação de uma outra fonte de calor que não use gás natural no ciclo coletor solar, como por exemplo uma bomba de calor e reavaliar os impactos ambientais.

Além disso, avaliar os custos de aquisição e manutenção dos componentes do sistema é uma abordagem importante do ponto de vista prático.

REFERÊNCIAS

AGHAZADEH DOKANDARI, D.; SETAYESH HAGH, A.; MAHMOUDI, S. M. S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO₂/NH₃ cascade refrigeration cycles (novel CO₂/NH₃ cycle). **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 26–36, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070071400190X>>. Acesso em: 25/3/2022.

AMINYAVARI, M.; NAJAFI, B.; SHIRAZI, A.; RINALDI, F. Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1–2, p. 42–50, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113009721>>. Acesso em: 16/12/2022.

ANDRADE, A. F. P. DE. **Análise e dimensionamento de um sistema de arrefecimento solar por ejeção**, 21. jul. 2014. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica e Energia Térmica, Portugal: Universidade do Porto.

ATMACA, A. U.; EREK, A.; EKREN, O. Impact of the mixing theories on the performance of ejector expansion refrigeration cycles for environmentally-friendly refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 97, p. 211–225, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718303359>>. Acesso em: 23/5/2022.

BAI, T.; YAN, G.; YU, J. Performance evolution on a dual-temperature CO₂ transcritical refrigeration cycle with two cascade ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 120, p. 26–35, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111632347X>>. Acesso em: 26/3/2022.

BELL JR, A. A. **HVAC : equations, data, and rules of thumb**. New York, NY: McGraw-Hill, 2000.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates. **Applied Thermal Engineering**, v. 126, p. 809–821, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431117305732>>. Acesso em: 29/3/2022.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; ANTONOPOULOS, K. A. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. **Applied Thermal Engineering**, v. 102, p. 749–759, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111630518X>>. Acesso em: 25/3/2022.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C.; TSIFIS, G. Energetic, Exergetic, Economic and Environmental (4E) analysis of a solar assisted refrigeration system for various operating scenarios. **Energy Conversion and Management**, v. 148, p. 1055–1069, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890417306076>>. Acesso em: 25/3/2022.

BEN - Balanço Energético Nacional. . p.268, 2021. Rio de Janeiro, Brasil. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-601/topico-596/BEN2021.pdf>>. Acesso em: 1/12/2021.

BESAGNI, G.; MEREU, R.; INZOLI, F. Ejector refrigeration: A comprehensive review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 53, p. 373–407, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115009223>>. Acesso em: 26/3/2022.

BOYAGHCHI, F. A.; MAHMOODNEZHAD, M.; SABETI, V. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid. **Journal of Cleaner Production**, v. 139, p. 970–985, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S095965261631280X>>. Acesso em: 25/3/2022.

BP Statistical Review of World Energy. . v. 70 th edition, p.72, 2021. London, UK. Disponível em: <<https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2021-full-report.pdf>>. Acesso em: 5/10/2021.

BRAIMAKIS, K. Solar ejector cooling systems: A review. **Renewable Energy**, v. 164, p. 566–602, 2021. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120315044>>. Acesso em: 26/3/2022.

BROWN, S. HFOs: New, Low Global Warming Potential Refrigerants. **ASHRAE Journal**, v. 51, n. 8, p. 22–23, 2009.

CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; LLOPIS, R.; ANDREU-NACHER, A.; CALLEJA-ANTA, D. Energy impact of the Internal Heat Exchanger in a horizontal freezing cabinet. Experimental evaluation with the R404A low-GWP alternatives R454C, R455A, R468A, R290 and R1270. **International Journal of Refrigeration**, v. 137, p. 22–33, 2022. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070072200041X>>. Acesso em: 30/5/2022.

CALM, J. M. Refrigerant Transitions ... Again. The ASHRAE/NIST Refrigerants Conference - Moving towards Sustainability. **Anais...** . p.16, 2012. Gaithersburg, USA.

CALM, J. M.; DIDION, D. A. Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 4, p. 308–321, 1998. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700797000893>>. Acesso em: 22/5/2022.

CARLSSON, B.; MEIR, M.; REKSTAD, J.; PREISS, D.; RAMSCHAK, T. Replacing traditional materials with polymeric materials in solar thermosiphon systems – Case study on pros and cons based on a total cost accounting approach. **Solar Energy**, v. 125, p. 294–306, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0038092X15006647>>. Acesso em: 16/12/2022.

CARVALHO, F. N. DE. **Simulação termoeconômica de sistemas de refrigeração em cascata e integrado absorção-compressão de vapor**, 2019. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-graduação em Engenharia da Energia, Belo Horizonte - MG: CEFET-MG. CEMIG. CEMIG-Companhia Energética de Minas Gerais. Disponível em: <<https://www.cemig.com.br/atendimento/valores-de-tarifas-e-servicos/>>. Acesso em: 8/5/2023.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Porto Alegre -RS, Brasil: AMGH, 2013.
CHEN, J.; HAVTUN, H.; PALM, B. Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives. **Applied Thermal Engineering**, v. 64, n. 1–2, p. 182–191, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113009228>>. Acesso em: 25/3/2022.

DENG, J.; JIANG, P.; LU, T.; LU, W. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 2–3, p. 381–388, 2007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106002705>>. Acesso em: 29/3/2022.

DINIZ, A. Abílio Diniz - O Supermercado sob a Ótica Empresarial. Disponível em: <<https://abiliodiniz.com.br/o-supermercado-sob-a-otica-empresarial/>>. Acesso em: 24/2/2022.

DUPONT, J. L.; DOMANSKI, P.; LEBRUN, P.; ZIEGLER, F. 38th Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019). , 2019. International Institute of Refrigeration (IIR). Disponível em: <https://iifir.org/datacite_notices/142028>.

ELBEL, S.; LAWRENCE, N. Review of recent developments in advanced ejector technology. **International Journal of Refrigeration**, v. 62, p. 1–18, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700715003266>>. Acesso em: 26/3/2022.

GETU, H. M.; BANSAL, P. K. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 1, p. 45–54, 2008. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070070700117X>>. Acesso em: 26/3/2022.

GULLO, P.; HAFNER, A.; BANASIAK, K. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. **International Journal of Refrigeration**, v. 93, p. 269–310, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718302287>>. Acesso em: 29/3/2022.

GULLO, P.; TSAMOS, K. M.; HAFNER, A.; et al. Crossing CO₂ equator with the aid of multi-ejector concept: A comprehensive energy and environmental comparative study. **Energy**, v. 164, p. 236–263, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544218317419>>. Acesso em: 25/3/2022.

HUANG, B. J.; CHANG, J. M.; WANG, C. P.; PETRENKO, V. A. A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, n. 5, p. 354–364, 1999.

Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700799000043>>. Acesso em: 25/3/2022.

HUANG, Z.; ZHAO, H.; YU, Z.; HAN, J. Simulation and optimization of a R744 two-temperature supermarket refrigeration system with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 90, p. 73–82, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718301130>>. Acesso em: 25/3/2022.

IGLESIAS, J. M. C. **Uma análise de modelos de projeto de ejetores e aplicações em ciclos de refrigeração utilizando vapor d'água e CO₂**, 2012. Tese de Doutorado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis - SC: Universidade Federal de Santa Catarina.

IPCC, 2007a. .Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. **Anais...**, 2007. Cambridge, U.K; New York, USA: Cambridge University Press.

IPCC, 2007b. .Climate change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability: Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. **Anais...**, 2007. Cambridge, U.K. ; New York, USA: Cambridge University Press.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S.; PATEL, B. Thermo-economic and environmental analyses based multi-objective optimization of vapor compression–absorption cascaded refrigeration system using NSGA-II technique. **Energy Conversion and Management**, v. 113, p. 230–242, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890416000819>>. Acesso em: 22/5/2022.

KAMIMURA, A.; FORGIARINI RUPP, R.; FOSSATI, M.; LAMBERTS, R. **Fatores de conversão de energia elétrica e térmica em energia primária e em emissões de dióxido de carbono a serem usados na etiquetagem de nível de eficiência energética de edificações**. Florianópolis - Brasil: Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2020.

KASPERSKI, J.; GIL, B. Performance estimation of ejector cycles using heavier hydrocarbon refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, v. 71, n. 1, p. 197–203, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431114005377>>. Acesso em: 27/3/2022.

KERME, E. D.; CHAFIDZ, A.; AGBOOLA, O. P.; et al. Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromide-water absorption cooling system. **Journal of Cleaner Production**, v. 151, p. 60–73, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S095965261730495X>>. Acesso em: 25/3/2022.

KHALILZADEH, S.; HOSSEIN NEZHAD, A.; SARHADDI, F. Reducing the power consumption of cascade refrigeration cycle by a new integrated system using solar energy. **Energy Conversion and Management**, v. 200, p. 112083, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890419310891>>. Acesso em: 25/3/2022.

LAGE, E.; AMORIM, F.; ZANETTE, T. **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado**. Artigos técnicos, Brasília: MMA., 2011.

LAWRENCE, N. D. **Analytical and Experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants**, 2012. Thesis, Urbana, Illinois: University of Illinois at Urbana-Champaign.

LEE, T.-S.; LIU, C.-H.; CHEN, T.-W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 7, p. 1100–1108, 2006. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700706000569>>. Acesso em: 29/3/2022.

LI, H.; CAO, F.; BU, X.; WANG, L.; WANG, X. Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. **Applied Energy**, v. 121, p. 96–103, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914001093>>. Acesso em: 25/3/2022.

LI, H.; GONG, X.; XU, W.; LI, M.; DANG, C. Effects of climate on the solar-powered R1234ze/CO₂ cascade cycle for space cooling. **Renewable Energy**, v. 153, p. 870–883, 2020. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S096014812030238X>>. Acesso em: 25/3/2022.

LI, Y.; YU, J.; QIN, H.; SHENG, Z.; WANG, Q. An experimental investigation on a modified cascade refrigeration system with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 96, p. 63–69, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718303372>>. Acesso em: 25/3/2022.

LINZMAYER, E. **Avaliação das Emissões de HCFC-22 dos Sistemas de Refrigeração Comercial em Supermercados, Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado**. Artigos técnicos, Brasília: MMA, 2011.

MAINA, P.; HUAN, Z. A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology. **South African Journal of Science**, v. 111, n. 9/10, 2015. Disponível em: <<http://sajs.co.za/article/view/3791>>. Acesso em: 22/5/2022.

MEGDOULI, K.; EJEMNI, N.; NAHDI, E.; MHIMID, A.; KAIROUANI, L. Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO₂/N₂O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures. **Energy**, v. 128, p. 586–600, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544217306394>>. Acesso em: 25/3/2022.

MEGDOULI, K.; TASHTOUSH, B. M.; NAHDI, E.; et al. Thermodynamic analysis of a novel ejector-cascade refrigeration cycles for freezing process applications and air-conditioning. **International Journal of Refrigeration**, v. 70, p. 108–118, 2016. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700716301931>>. Acesso em: 25/3/2022.

MINEA, V. Using heat pumps for energy recovery in supermarket refrigeration systems. , p. 52, abr. 2010.

MME (ORG.). Informe Ministério de Minas e Energia - Comparações de Preços de Gás Natural: Brasil e Países Selecionados. , 18. abr. 2019.

MÓL, D. C. S.; BARBIERI, P. E. L.; NOGUEIRA DE FARIA, R. N.; DE FREITAS PAULINO, T. Analysis of the effect of pressure drop in ejectors on the performance of vapor compression refrigeration systems. ENCIT 2022. **Anais...** . v. 19, p.10, 2022. Bento Gonçalves, RS, Brasil.

MWESIGYE, A.; DWORKIN, S. B. Performance analysis and optimization of an ejector refrigeration system using alternative working fluids under critical and subcritical operation modes. **Energy Conversion and Management**, v. 176, p. 209–226, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890418310161>>. Acesso em: 25/3/2022.

NAIR, V. HFO refrigerants: A review of present status and future prospects. **International Journal of Refrigeration**, p. 15, 2021.

NETO, E. S. P.; BANDARRA, E.; MARCUCCI, D. I Workshop – Fluidos frigoríficos alternativos para equipamentos de refrigeração comercial. Dióxido de Carbono. . p.23, 2019. Brasil: MMA.]

OJEDA, F.; PICO, D.; CHENCHE, L.; BANDARRA FILHO, E. Aplicação do CO₂ (R744) em sistemas de refrigeração tipo cascata que operam com ejedor - Uma revisão. MERCOFRIO - 12° Congresso Internacional de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação. **Anais...** . p.10, 2021. Porto Alegre -RS, Brasil. Disponível em: <<https://schenautomacao.com.br/mercofrío2021/anais/index.php>>. .

OJEDA, F. W. A. B. **Avaliação experimental de fluidos refrigerantes alternativos ao R134a em um ciclo de refrigeração cascata com CO₂**, 2. jul. 2021. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia. Disponível em: <<https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/32439>>. Acesso em: 23/5/2022.

POLONARA, F.; KUIJPERS, L.; PEIXOTO, R. Potential impacts of the Montreal Protocol Kigali Amendment to the choice of refrigerant alternatives. **International Journal of Heat and Technology**, v. 35, n. Special Issue1, p. S1–S8, 2017. Disponível em: <http://www.iijeta.org/sites/default/files/Journals/IJHT/35.Sp01_01.pdf>. Acesso em: 22/5/2022.

PUROHIT, N.; GULLO, P.; DASGUPTA, M. S. Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates. **Energy Procedia**, v. 109, p. 138–145, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610217301017>>. Acesso em: 25/3/2022.

QUEIROZ, M. V. A. **Avaliação experimental de um sistema de refrigeração cascata subcrítico com HFCs/CO₂**, 2017. Dissertação de Mestrado, Uberlândia - MG: Universidade Federal de Uberlândia - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

REBELO, R. M. P. T. **Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado, Dissertação**, 2017. Dissertação de Mestrado, Portugal: Instituto Superior de Engenharia do Porto.

REIS, R. J.; TIBA, C. Atlas Solarimétrico de Minas Gerais. . v. II, p.236, 2016. Belo Horizonte - MG: Editora Futura Express. Acesso em: 2/3/2023.

REVISTA ABRAVA. **REVISTA ABRAVA- Climatização e Refrigeração**, v. ano 2, n. 24, p. 68, mar. 2016.

ROSTAMNEJAD, H.; ZARE, V. Performance improvement of ejector expansion refrigeration cycles employing a booster compressor using different refrigerants: Thermodynamic analysis and optimization. **International Journal of Refrigeration**, v. 101, p. 56–70, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700719300817>>. Acesso em: 26/3/2022.

ROSTAMZADEH, H.; GHOLIZADEH, T.; ROSTAMZADEH, S.; VOSOUGHI, S.; FARSHAD, A. A. Role of ejector expander in optimal inherently safety design of cascade NH₃/Propane/CO₂ vapor compression refrigeration systems. **Process Safety and Environmental Protection**, v. 146, p. 745–762, 2021. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0957582020319364>>. Acesso em: 25/3/2022.

SALHI, K.; KORICHI, M.; RAMADAN, K. M. Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression–absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. **International Journal of Refrigeration**, v. 94, p. 214–229, 2018. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718300963>>. Acesso em: 25/3/2022.

SANAYE, S.; EMADI, M.; REFAHI, A. Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 98, p. 480–493, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718304407>>. Acesso em: 25/3/2022.

SECKIN, C. Parametric Analysis and Comparison of Ejector Expansion Refrigeration Cycles With Constant Area and Constant Pressure Ejectors. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 139, n. 4, p. 042006, 2017. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/energyresources/article/doi/10.1115/1.4036383/373325/Parametric-Analysis-and-Comparison-of-Ejector>>. Acesso em: 23/5/2022.

SHARMA, V.; FRICKE, B.; BANSAL, P. Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 86–

99, 2014. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714001686>>. Acesso em: 25/3/2022.

SILVA, A. DA. **Aplicação dos Fluidos Naturais na Refrigeração para Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂ /NH₃**. Artigos técnicos, Brasília: MMA, 2011.

ŚMIERCIEW, K.; GAGAN, J.; BUTRYMOWICZ, D.; ŁUKASZUK, M.; KUBICZEK, H. Experimental investigation of the first prototype ejector refrigeration system with HFO-1234ze(E). **Applied Thermal Engineering**, v. 110, p. 115–125, 2017. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116315010>>. Acesso em: 26/3/2022.

SOUZA, L. M. P.; BANDARRA FILHO, E. P. B. CO₂ - Propriedades e Aplicações. 21º POSMEC -Simpósio de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. **Anais...** . p.7, 2011. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

SUMERU, K.; NASUTION, H.; ANI, F. N. A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 7, p. 4927–4937, 2012. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032112003565>>. Acesso em: 25/3/2022.

SUN, Z.; WANG, Q.; XIE, Z.; et al. Energy and exergy analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system. **Energy**, v. 170, p. 1170–1180, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544218324216>>. Acesso em: 25/3/2022.

TASHTOUSH, B. M.; AL-NIMR, M. A.; KHASAWNEH, M. A. A comprehensive review of ejector design, performance, and applications. **Applied Energy**, v. 240, p. 138–172, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261919301588>>. Acesso em: 26/3/2022.

TSIMPOUKIS, D.; SYNGOUNAS, E.; PETSANAS, D.; et al. Energy and environmental investigation of R744 all-in-one configurations for refrigeration and heating/air conditioning needs of a supermarket. **Journal of Cleaner Production**, v. 279, p. 123234, 2021. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0959652620332790>>. Acesso em: 29/3/2022.

UNEP. **Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps**. Technical Options Committee of Montreal Protocol, Nairobi, Kenya, 2014.
United Nations Industrial Development Organization. .Preparing for HCFC phase-out: Fundamentals of uses, alternatives, implications and funding for Article 5 countries. **Anais...** . p.244, 2009. Vienna. Disponível em: <https://www.unido.org/sites/default/files/2009-10/Preparing_for_HCFC_phaseout_0.pdf>.

WUEBBLES, D. J.; CALM, J. M. An Environmental Rationale for Retention of Endangered Chemicals. **Science**, v. 278, n. 5340, p. 1090–1091, 1997. Disponível em: <<https://www.science.org/doi/10.1126/science.278.5340.1090>>. Acesso em: 22/5/2022.

YANG, J.; YE, Z.; YU, B.; OUYANG, H.; CHEN, J. Simultaneous experimental comparison of low-GWP refrigerants as drop-in replacements to R245fa for Organic Rankine cycle application: R1234ze(Z), R1233zd(E), and R1336mzz(E). **Energy**, v. 173, p. 721–731, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544219302439>>. Acesso em: 2/8/2023.

YARI, M.; MAHMOUDI, S. M. S. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO₂ cycle). **Energy**, p. S0360544211006712, 2011. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211006712>>. Acesso em: 25/3/2022.

ZOLCER SKAČANOVÁ, K.; BATTESTI, M. Global market and policy trends for CO₂ in refrigeration. **International Journal of Refrigeration**, v. 107, p. 98–104, 2019. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700719303469>>. Acesso em: 26/3/2022.