

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS  
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA



AUGUSTO VEIGA DE SOUZA

ANÁLISE TERMODINÂMICA E  
OTIMIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO EM CASCATA  
MODIFICADO UTILIZANDO EJETORES  
BIFÁSICO E FLUIDOS COM BAIXO GWP

BELO HORIZONTE  
2023

AUGUSTO VEIGA DE SOUZA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DE UM  
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA  
MODIFICADO UTILIZANDO EJETORES BIFÁSICO E  
FLUIDOS COM BAIXO GWP**

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.º Dr.º Ralney Nogueira de Faria

Coorientação

Prof.º Dr.º Paulo Eduardo Lopes Barbieri

Banca Examinadora

Tiago de Freitas Paulino

Raphael Nunes de Oliveira

BELO HORIZONTE  
2023

S729a Souza, Augusto Veiga de  
Análise termodinâmica e otimização de um sistema de refrigeração em cascata modificado utilizando ejetores bifásico e fluidos com baixo GWP / Augusto Veiga de Souza. – 2023.  
93 f. : il., gráfs, tabs.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

Orientador: Ralney Nogueira de Faria.

Coorientador: Paulo Eduardo Lopes Barbieri.

Banca examinadora: Tiago de Freitas Paulino e Raphael Nunes de Oliveira.

Bibliografia: f. 86-93.

Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Refrigeração – Teses. 2. Otimização matemática – Teses. 3. Ejetor (propulsão a jato) – Teses. 4. Exergia – Teses. 5. Aquecimento global – Teses. 6. Termodinâmica – Teses. I. Faria, Ralney Nogueira de. II. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 621.564

AUGUSTO VEIGA DE SOUZA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E OTIMIZAÇÃO DE UM  
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA  
MODIFICADO UTILIZANDO EJETORES BIFÁSICO E  
FLUIDOS COM BAIXO GWP**

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.

APROVADA: 24 de novembro de 2023.

---

Augusto Veiga de Souza  
(Autor)

---

Prof.<sup>o</sup> Dr.<sup>o</sup> Ralney Nogueira de Faria  
(Orientador)

BELO HORIZONTE  
2023

Dedico este trabalho à minha querida tia  
Érica Mesquita (*in memoriam*). Sua partida  
deixou um vazio em nossas vidas, mas seu  
amor, apoio e inspiração continuam a viver  
em nossos corações.

# Agradecimentos

---

Primeiramente, expresso minha gratidão a Deus, por me abençoar com a capacidade física e mental que possibilitou o início e a conclusão desta etapa significativa em minha jornada.

Posteriormente, gostaria de agradecer à minha mãe, Silvania, e aos meus irmãos, Thiago e Lydia, pela constante compreensão, apoio e encorajamento. Sua presença e amor incondicional foram a âncora que me sustentou durante os desafios desta caminhada.

Aos meus amigos e familiares, que estiveram sempre ao meu lado, obrigado por acreditarem em mim e por serem fontes de inspiração e motivação. Suas palavras de encorajamento foram fundamentais.

Ao meu orientador, Dr. Ralney Nogueira de Faria, sou profundamente grato por sua orientação, conhecimento e paciência. Sua mentoria desempenhou um papel crítico no desenvolvimento deste trabalho, e sua disposição em compartilhar seu tempo e experiência foi inestimável.

Ao meu coorientador, Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri, agradeço pela contribuição valiosa que você trouxe para este projeto. Sua perspicácia e insights foram fundamentais para o seu sucesso.

A todos os professores e servidores do programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica do CEFET MG, minha gratidão pelas oportunidades de aprendizado que proporcionaram e pelo ambiente intelectual e estimulante que criaram.

Este trabalho é o resultado de um esforço conjunto de muitas pessoas, e estou profundamente agradecido por cada contribuição, apoio e incentivo ao longo do caminho. Obrigado a todos por fazerem parte deste capítulo importante da minha vida.

O presente trabalho foi realizado com o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), que concedeu suporte financeiro para a realização deste projeto.

# Resumo

---

A seleção de sistemas de refrigeração em cascata para aplicações de resfriamento com baixas temperaturas pode ser um cenário excelente para melhorias em termos de eficiência termodinâmica e ambiental. Para diminuir as irreversibilidades no sistema, o uso de ejetores com fluidos de baixo potencial de aquecimento global pode ser uma alternativa viável. Neste contexto este trabalho desenvolveu um modelo termodinâmico de um sistema de refrigeração em cascata modificado com ejetor bifásico. O sistema foi avaliado para cinco refrigerantes com baixo impacto ambiental no ciclo de alta temperatura ( $R1234yf$ ,  $R290$ ,  $NH_3$ ,  $R1234ze(E)$ ) e no ciclo de baixa temperatura o  $CO_2$  comumente usados para baixas temperaturas de evaporação. O ejetor bifásico empregado no sistema utilizou o conceito de área constante devido ao fato dele oferecer maior detalhes de sobre o projeto do ejetor. As equações matemáticas foram desenvolvidas no software MATLAB. Foi realizado um método de otimização por enxame de partículas (PSO) a fim de minimizar a função objetivo destruição de exergia total do sistema. Analisando os resultados otimizados observou-se que, à medida que a carga de resfriamento aumenta as irreversibilidades também aumentam significativamente no sistema. Dentre os refrigerantes testados o par  $R1234yf-CO_2$  foi o que apresentou maior taxa de destruição exérgica, seguido pelos pares  $R1234ze(E)-CO_2$ ,  $NH_3-CO_2$  e  $R290-CO_2$ . O maior COP encontrado foi utilizando  $NH_3-CO_2$  seguidos dos pares  $R290-CO_2$ ,  $R1234ze(E)-CO_2$  e  $R1234yf-CO_2$ . Em elevadas cargas de refrigeração a diferença percentual entre os diâmetros da garganta motriz, saída motriz, saída secundária e mistura diminuem para todos os pares simulados. Os diâmetros da garganta motriz do ejetor, da saída do bocal motriz, na saída do bocal de sucção e da seção de mistura diminuíram em cerca de até 12% entre as eficiências de 0,6 a 0,9 para todos os pares de refrigerantes simulados. E à medida que a eficiência dos bocais do ejetor aumenta, a razão de área ideal que maximiza a performance do sistema também aumenta.

Palavras-chave: Refrigeração em Cascata. Otimização. Dimensionamento do ejetor. Destruição Exérgica. Refrigerantes de baixo GWP..

# Abstract

---

The selection of cascade cooling systems for low temperature cooling applications can be an excellent scenario for improvements in terms of thermodynamic and environmental efficiency. To decrease irreversibilities in the system, the use of ejectors with low global warming potential fluids can be a viable alternative considering their easy application. In this context this work developed a thermodynamic model of a modified cascade refrigeration system with ejector. The system was evaluated for five refrigerants with low environmental impact in the high temperature cycle ( $R1234yf$ ,  $R290$ ,  $NH_3$ ,  $R1234ze(E)$ ) and in the low temperature cycle the  $CO_2$  commonly used for low evaporation temperatures. The two-phase ejector used in the system used the constant area concept due to the fact that it offers more details about the ejector design. The mathematical equations were developed in MATLAB software. A particle swarm optimization (PSO) method was performed in order to minimize the total exergy destruction objective function of the system. Analyzing the optimized results it was observed that as the cooling load increases the irreversibilities also increase significantly in the system. Among the tested refrigerants the pair  $R1234yf-CO_2$  was the one that presented the highest exergy destruction rate, followed by the pairs  $R1234ze(E)-CO_2$ ,  $NH_3-CO_2$  and  $R290-CO_2$ . The highest COP found was using  $NH_3-CO_2$  followed by  $R290-CO_2$ ,  $R1234ze(E)-CO_2$  and  $R1234yf-CO_2$  pairs. At high cooling loads the percentage difference between the diameters of the driving throat, driving outlet, secondary outlet and mixing decrease for all simulated pairs. The diameters of the ejector motor throat, motor nozzle outlet, suction nozzle outlet, and mixing section decreased by about 12% between efficiencies of 0,6 to 0,9 for all simulated refrigerant pairs. And as the efficiency of the ejector nozzles increases, the optimal area ratio that maximizes system performance increases.

Keywords: Cascade Cooling. Optimization. Ejector Sizing. Exergetic Destruction. Low-GWP refrigerants.

# Lista de Abreviaturas e Siglas

---

- (*CAM*) Mistura de Área Constante
- (*CAT*) Ciclo de Alta Temperatura
- (*CBT*) Ciclo de Baixa Temperatura
- (*CFC*) Clorofluorcarboneto
- (*CO<sub>2</sub>*) Dióxido de Carbono
- (*CPM*) Mistura de Pressão Constante
- (*GWP*) Potencial de Aquecimento Global
- (*HCFCs*) Hidroclorofluorcarbonos
- (*IHX*) Trocador de Calor Interno
- (*IPCC*) Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas
- (*MCRS*) Sistema de Refrigeração em Cascata Modificado
- (*NH<sub>3</sub>*) Amônia
- (*ODP*) Potencial de Destruição da Camada de Ozônio
- (*PSO*) Otimização por Enxame de Partículas
- (*R1234yf*) Tetrafluoropropano
- (*R1234ze*) Hidrofluoroolefina
- (*R290*) Propano
- (*SER*) Sistema de Refrigeração com Ejetor
- (*SRC*) Sistema de Refrigeração em Cascata
- (*SRCE*) Sistema de Refrigeração em Cascata com Ejetores
- (*UE*) União Europeia
- (*VCC*) Ciclo de Compressão de Vapor

# Lista de Símbolos

---

Símbolos e notações utilizadas neste trabalho:

- $(a_{1b})$  Área de seção transversal do fluxo motriz [m]
- $(a_{2b})$  Área de seção transversal do fluxo de sucção [m]
- $(a_{3m})$  Área de seção transversal da seção de mistura [m]
- $(COP_{CAT})$  Coeficiente de performance alta temperatura [-]
- $(COP_{CBT})$  Coeficiente de performance baixa temperatura [-]
- $(COP_{total})$  Coeficiente de performance cascata total [-]
- $(COP_{ejetor})$  Coeficiente de performance ejedor [-]
- $(D_{mn,t})$  Diâmetro da garganta bocal motriz [m]
- $(D_{mn,e})$  Diâmetro da saída do bocal motriz [m]
- $(D_{sn,e})$  Diâmetro da saída do bocal de sucção [m]
- $(D_{ms})$  Diâmetro da seção de mistura [m]
- $(G_c)$  Fluxo de massa na saída da garganta do bocal motriz  $\text{kgm}^2\text{s}$
- $(G_{1b})$  Fluxo de massa na saída do bocal motriz  $\text{kgm}^2\text{s}$
- $(G_{2b})$  Fluxo de massa na saída do bocal sucção  $\text{kgm}^2\text{s}$
- $(G_{3m})$  Fluxo de massa na seção de mistura  $\text{kgm}^2\text{s}$
- $(h_{1b})$  Entalpia específica do fluxo primário na saída do bocal motriz [kJ/kg]
- $(h_{1b,is})$  Entalpia específica processo isentrópico de expansão [kJ/kg]
- $(h_1)$  Entalpia da corrente motriz na entrada do bocal primário [kJ/kg]
- $(h_{2b})$  Entalpia específica do fluxo secundário na saída do bocal sucção [kJ/kg]
- $(h_{2b,is})$  Entalpia específica processo isentrópico de expansão [kJ/kg]
- $(h_2)$  Entalpia da corrente secundaria na entrada do bocal sucção [kJ/kg]
- $(h_{3m})$  Entalpia da corrente mista [kJ/kg]

- ( $h_3$ ) Entalpia da corrente saída do difusor [kJ/kg]
- ( $h_{3,is}$ ) Entalpia específica isentrópica na saída do difusor [kJ/kg]
- ( $h_{2s}$ ) Entalpia isentrópica na saída do compressor [kJ/kg]
- ( $I_{comp(CAT)}$ ) Destruição de exergia compressor alta temperatura kW
- ( $I_{comp(CBT)}$ ) Destruição de exergia compressor de baixa temperatura kW
- ( $I_{cond}$ ) Destruição de exergia condensador kW
- ( $I_{ejetor(CAT)}$ ) Destruição de exergia ejetor alta temperatura kW
- ( $I_{ejetor(CBT)}$ ) Destruição de exergia ejetor de baixa temperatura kW
- ( $I_{exp(CAT)}$ ) Destruição de exergia válvula de expansão alta temperatura kW
- ( $I_{exp(CBT)}$ ) Destruição de exergia válvula de expansão baixa temperatura kW
- ( $I_{HEX}$ ) Destruição de exergia trocador de calor em cascata kW
- ( $I_{evap}$ ) Destruição de exergia evaporador kW
- ( $I_{TOTAL}$ ) Destruição de exergia total kW
- ( $\dot{m}_{total}$ ) Vazão mássica total [kg/s]
- ( $\dot{m}_p$ ) Vazão mássica primaria [kg/s]
- ( $\dot{m}_s$ ) Vazão mássica secundária [kg/s]
- ( $\dot{m}_{PCAT}$ ) Vazão mássica primaria do ciclo de alta temperatura [kg/s]
- ( $\dot{m}_{PCBT}$ ) Vazão mássica primaria do ciclo de baixa temperatura [kg/s]
- ( $P_{2b}$ ) Pressão da corrente na saída do bocal sucção [kPa]
- ( $P_{1b}$ ) Pressão motriz da corrente na saída do bocal primário [kPa]
- ( $P_b$ ) Pressão traseira [kPa]
- ( $P_0$ ) Pressão do Condensador [kPa]
- ( $P_{LR}$ ) Razão de pressão [-]
- ( $Q_{Cond}$ ) Transferência de calor para o condensador kW
- ( $Q_{hex,MC}$ ) Transferência de calor do trocador intermediário CBT kW
- ( $Q_{hex,ME}$ ) Transferência de calor do trocador intermediário CAT kW
- ( $Q_{evap}$ ) Capacidade de resfriamento kW
- ( $U_{1b}$ ) Velocidade na saída do bocal motriz [m/s]
- ( $U_{2b}$ ) Velocidade na saída do bocal sucção [m/s]

- $(U_{3m})$  Velocidade na seção de mistura [m/s]
- $(W_{CAT})$  Trabalho compressor ciclo de alta temperatura kW
- $(W_{CBT})$  Trabalho compressor ciclo de baixa temperatura kW
- $(x_3)$  Título na saída do difusor [-]
- $(\eta_{mn})$  Eficiência isentrópica do bocal motriz [-]
- $(\eta_d)$  Eficiência isentrópica do difusor [-]
- $(\eta_{sn})$  Eficiência isentrópica do bocal de sucção [-]
- $(\eta_{CAT})$  Eficiência adiabática do compressor alta temperatura [-]
- $(\eta_{CBT})$  Eficiência adiabática compressora baixa temperatura [-]
- $(\eta_{hex})$  Eficiência do trocador de calor em cascata [-]
- $(n_t)$  Expoente politrópico [-]

# Símbolos Gregos

---

( $\omega$ ) Taxa de arrasto [ $\frac{kg \cdot s^{-1}}{kg \cdot s^{-1}}$ ]

( $\phi$ ) Razão de área [ $\frac{m}{m}$ ]

( $\eta$ ) Eficiência [-]

( $\rho$ ) Massa específica [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

# Símbolos Subscritos

---

- (*CAT*) Referente ao ciclo de alta temperatura
- (*CBT*) Referente ao ciclo de baixa temperatura
- (*evap*) Referente ao evaporador
- (*HEX*) Referente ao trocador de calor em cascata
- (*exp*) Referente à válvula de expansão
- (*cond*) Referente ao condensador
- (*comp*) Referente ao compressor
- (*sn,e*) Referente à seção de saída sucção
- (*mn,t*) Referente à seção da garganta motriz
- (*mn,e*) Referente à seção de saída motriz
- (*ms*) Referente à seção de mistura

# Lista de Figuras

---

2.1	Vista esquemática e a variação na pressão e velocidade do fluxo em função da localização ao longo de um ejetor . . . . .	22
2.2	Vista esquemática e a variação na pressão e velocidade do fluxo em função da localização ao longo de um ejetor de (A) mistura de pressão constante (B) mistura de área constante . . . . .	23
2.3	Taxa de arrasto em função da contrapressão . . . . .	25
2.4	Diagramas T – s de três tipos de refrigerantes: (a) Fluido úmido, (b) Fluido seco e (c) Fluido isoentrópico . . . . .	36
2.5	Sistema de refrigeração em cascata simples (SRCS) . . . . .	41
2.6	Sistema de refrigeração em cascata com uso de ejetores (a) Ciclo de baixa temperatura (b) Ciclo de alta temperatura (c) Ciclo de baixa e alta temperatura. . . . .	43
2.7	Ciclo rankine com ejetor . . . . .	44
3.1	Ejetor de mistura de área constante. a) Esquema diagrama b) Perfil de pressão c) Perfil de velocidade . . . . .	52
3.2	Sistema de refrigeração em cascata com ejetores (SRCE). . . . .	59
4.1	Fluxograma da simulação do programa ejetor . . . . .	67
4.2	Fluxograma da simulação do SRCE . . . . .	71
4.3	Fluxograma do algoritmo de otimização PSO. . . . .	75
4.4	Efeito da capacidade de refrigeração na destruição da exergética total. . . . .	76
4.5	Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor em diferentes sistemas. . . . .	78
4.7	Razão de área otimizado para diferentes eficiências internas do ejetor do CAT. . . . .	83

# Lista de Tabelas

---

2.1	Resultados e métodos de análise do ejetor em sistemas de refrigeração . . .	30
2.2	Características dos refrigerantes e aplicações . . . . .	39
2.3	Resultados e métodos de análise do ejetor em SRC . . . . .	49
4.1	Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015). . . . .	69
4.2	Valores dos parâmetros de entrada assumido no modelo de simulação de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014) . . . . .	70
4.3	Comparação dos resultados do presente modelo com os resultados teóricos de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014). . . . .	72
4.4	Parâmetros de ajuste e alcance das variáveis . . . . .	73
4.5	Parâmetros de ajuste do algoritmo PSO . . . . .	73
4.6	Parâmetros de ajuste de otimização para diferentes cargas de refrigeração. . . . .	74
4.7	Máximo COP e Taxa de arrasto otimizados no sistema de refrigeração em cascata com ejetor. . . . .	77
4.8	Relação das condições de projeto internas do ejetor e trabalho de compressão em relação a capacidade de refrigeração. . . . .	79
4.9	Parâmetros de ajuste de otimização para diferentes eficiências no ejetor do CAT. . . . .	80
4.10	Diâmetros otimizados para diferentes eficiências internas do ejetor do CAT. . . . .	82
4.11	Razão de área otimizada para diferentes eficiências internas do ejetor. . . . .	84

# Sumário

---

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>16</b>
1.0.1	Justificativa . . . . .	18
1.0.2	Objetivos . . . . .	18
<b>2</b>	<b>Revisão bibliografica</b>	<b>20</b>
2.1	Ejetor características e modos de operação . . . . .	20
2.2	Análise unidimensional- Modelo de pressão constante (CPM) . . . . .	26
2.3	Análise unidimensional-Modelo de área constante (CAM) . . . . .	28
2.4	Influência da geometria do ejeter na performance do sistema . . . . .	31
2.5	Influência dos fluidos refrigerantes no funcionamento do ejeter . . . . .	34
2.6	Sistemas de refrigeração em cascata com ejetores (SRCE) . . . . .	40
2.7	Otimização em SRCE . . . . .	46
<b>3</b>	<b>Materiais e métodos</b>	<b>50</b>
3.1	Modelagem do ejeter . . . . .	50
3.1.1	Saída do bocal motriz . . . . .	52
3.1.2	Bocal de sucção . . . . .	53
3.1.3	Seção de mistura de área constante . . . . .	54
3.1.4	Difusor . . . . .	55
3.1.5	Características desempenho . . . . .	56
3.1.6	Garganta do bocal motriz . . . . .	56
3.1.7	Projeto do ejeter . . . . .	57
3.2	Sistema de refrigeração em cascata modificado com ejetores (SRCME) . . . . .	58
3.2.1	Descrição do ciclo . . . . .	58
3.2.2	Análise energética . . . . .	59
3.2.3	Análise exergética . . . . .	61
3.3	Método de Otimização . . . . .	63
<b>4</b>	<b>Resultados</b>	<b>66</b>
4.0.1	Solução das equações do ejeter de mistura de área-constante (CAM) . . . . .	66
4.0.2	Resultados para o ejeter de mistura de área constante (CAM) . . . . .	66
4.0.3	Solução das equações para o SRCME . . . . .	68
4.0.4	Resultados para o SRCME . . . . .	70
4.0.5	Otimização para diferentes cargas de refrigeração . . . . .	72
4.0.6	Otimização para diferentes eficiências internas do ejeter . . . . .	80
4.0.7	Influência das eficiência internas na razão de área do ejeter. . . . .	82
	<b>Referências</b>	<b>86</b>

# 1 Introdução

---

No último relatório do painel intergovernamental sobre mudanças climáticas (IPCC) Solomon (2023) mostra-se que o aquecimento global continuará aumentando. Estima-se que as atividades humanas tenham causado aproximadamente  $1,0^{\circ}\text{C}$  de aquecimento global acima de níveis pré-industriais, com um intervalo de  $0,8^{\circ}\text{C}$  a  $1,2^{\circ}\text{C}$ . Ainda segundo o relatório, o não comprometimento global na redução da emissão de ( $\text{CO}_2$ ) e outros poluentes promoverá um aumento no aquecimento global da ordem de  $1,5^{\circ}\text{C}$  entre 2030 e 2052. DELMOTTE ET AL. (2018).

Em decorrência do crescimento populacional e da atividade econômica mundial, especialmente nos países em desenvolvimento, o consumo de energia no setor industrial deve crescer quase duas vezes mais rápido do que qualquer outro setor entre 2020 e 2050 segundo Newell et al. (2021). Atualmente os combustíveis fósseis fornecem a maior parte dessa energia, sendo o petróleo a principal fonte primária. Essas projeções somadas ao fenômeno do aquecimento global têm sensibilizado a comunidade científica, intensificando as pesquisas em alternativas energéticas limpas e sistemas de conversão mais eficientes.

O processo de refrigeração é um grande consumidor de energia elétrica do mundo. Com mais de 100 anos, o ciclo de compressão de vapor (VCC) é a tecnologia mais usada na refrigeração. Segundo Kairouani et al. (2009) desde a década de 1980, a indústria de refrigeração tem enfrentado pressão para melhorar a eficiência e reduzir as emissões dos compostos de clorofluorcarbonetos (CFCs) utilizados nos sistemas de resfriamento por compressão de vapor. As tentativas de diminuir as emissões de CFCs usando compostos alternativos tipicamente tornaram os dispositivos de refrigeração menos eficientes. Além disto as tratativas europeias presentes no Regulamento (UE) n.o 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014 Europeia (2014), associados a redução do uso dos refrigerantes fluorados, afetaram de modo significativo os sistemas de refrigeração comercial utilizados em países quentes.

Os ciclos de compressão de vapor (VCCs) são os ciclos de refrigeração mais comu-

mente usados devido à sua flexibilidade para diferentes aplicações, baixa complexidade e baixo custo de capital. Porém, para algumas aplicações como refrigeração de supermercados ou processos de separação na indústria petroquímica o emprego de sistemas de refrigeração por compressão de vapor em um único estágio não é a opção mais vantajosa. Segundo Kilicarslan e Hosoz (2010) as altas diferenças de temperatura de evaporação entre  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $-100^{\circ}\text{C}$  e a temperatura ambiente causam baixa eficiência térmica, aumentam o custo da planta e do impacto ambiental. A alta razão de pressão no sistema leva a uma baixa eficiência volumétrica dos compressores e, conseqüentemente um baixo coeficiente de desempenho (COP). Aliado a esse fato, o emprego de um compressor de maior capacidade, eleva o consumo e custo total da planta. Uma solução apropriada para minimizar as perdas energéticas e minimizar os custos mencionados é a utilização de sistemas de refrigeração em cascata (SRC). ADEBAYO ET AL. (2021)

As propriedades térmicas dos refrigerantes ao operar em uma certa faixa de temperatura e pressão, fornecem aos sistemas de refrigeração em cascata uma vantagem sobre sistemas de refrigeração de estágio único para baixa aplicações de temperatura. Sistemas de refrigeração em cascata empregam em série duas ou mais unidades de estágio único que são acoplados termicamente com um trocador de calor intermediário. Diferentes refrigerantes são usados em cada um dos circuitos, dependendo das características ótimas do refrigerante para uma aplicação particular. Conforme Li et al. (2018) apesar do aumento de eficiência nos ciclos em cascata, as baixas temperaturas de evaporação ainda imputam em perdas ao sistema. Um método eficiente para melhorar o desempenho, pode ser empregado utilizando um ejetor de duas fases (também chamado de ejetor expansor) em vez da válvula de estrangulamento convencional.

Os ejetores por sua vez tiveram sua onda de popularidade nas aplicações em sistemas de refrigeração por volta de 1930. Utilizado em ar condicionado de trens e edifícios, os ejetores apresentaram algumas vantagens específicas como sua simplicidade mecânica, capacidade de trabalhar com refrigerantes de baixo impacto ambiental, baixo custo de investimento, pouca manutenção e longa vida útil. Conforme Chen, Havtun e Palm (2014) três fatores interligados influenciam fortemente o desempenho do ejetor sendo eles: condições de operação, geometria do ejetor e as propriedades dos refrigerantes aplicados. Deve-se levar em consideração que muitos estudos estão sendo realizados com o objetivo de melhorar os sistemas de refrigeração com ejetores, investigando o efeito do ejetor na

operação do sistema, as condições que influenciam o desempenho, e a melhora do projeto geométrico do ejetor.

Com base nas discussões apresentadas nos parágrafos anteriores, a seleção de sistemas de refrigeração em cascata para aplicações de resfriamento com baixas temperaturas pode ser um cenário excelente em termos de eficiência termodinâmica, e ambiental. Para diminuir as irreversibilidades no sistema, o uso de ejetores com fluidos de baixo potencial de aquecimento global (GWP) pode ser uma alternativa viável considerando sua fácil aplicação.

### **1.0.1 Justificativa**

O emprego de ejetores em ciclo de refrigeração em cascata se mostra uma solução viável para reduzir as perdas exegéticas e reduzir os custos de operação e ambiental. Muitos trabalhos tem avaliado os sistemas de refrigeração em cascata modificados a fim de melhorar a performance dos mesmos. Dessa forma, a motivação desse trabalho é propor uma análise termodinâmica de um ciclo em cascata utilizando ejetores variando os fluidos de trabalho e as condições de operação a fim de encontrar o melhor desempenho e as características geométricas do ejetor. A simulação e a otimização do sistema serão desenvolvidas no software MATLAB juntamente com os dados termodinâmicos fornecidos pela biblioteca REFPROP 9.

### **1.0.2 Objetivos**

Com o intuito de aprimorar a eficiência dos sistemas de refrigeração que incorporam ejetores, é necessário concentrar-se nas condições operacionais, na geometria do ejetor e nas propriedades dos refrigerantes utilizados. Nesse contexto, esta dissertação tem como objetivo identificar as características geométricas mais vantajosas e o desempenho energético mais eficaz de ejetores bifásicos em sistemas de refrigeração em cascata, especialmente destinados a aplicações em baixas temperaturas. Para alcançar esse propósito, serão abordados os seguintes objetivos específicos:

- Investigar o comportamento termodinâmico do Sistema de Refrigeração em Cascata (SRC) com ejetor, considerando diversos fluidos com baixo Potencial de Aquecimento Global (GWP).
- Aprimorar o SRC com ejetor por meio de uma análise multivariável, considerando a

destruição exergética total do sistema como parâmetro otimizável.

- Avaliar os resultados otimizados para os diferentes pares de refrigerantes empregados no sistema, visando a identificação das melhores combinações para um maior desempenho energético.

# 2 Revisão bibliográfica

---

Este capítulo apresenta as informações mais relevantes obtidas através de uma revisão bibliográfica sobre ciclos e análise de ejetores em sistemas de refrigeração. Posteriormente, são apresentadas informações sobre as pesquisas mais recentes em aplicações do ciclo de refrigeração em cascata com a utilização de ejetores para aumentar a eficiência do sistema.

## 2.1 Ejetor características e modos de operação

A ideia de usar um ejetor em sistemas de refrigeração para produzir um reservatório de baixa pressão onde a água pode ser evaporada e subtrair calor em baixa temperatura é antiga, mas o ano de referência comumente citado para esta invenção é 1910. O sistema também é conhecido como “Machines frigorifiques à vapeur d’eau et à éjecteur” (Máquinas de refrigeração a vapor e ejetor) ou “Westinghouse-Leblanc” desenvolvido por Maurice Leblanc (1910). Devido a rápida recepção nos EUA ele fez sucesso neste período, principalmente para uso em navios. Segundo Grazzini, Milazzo e Mazzelli (2018) isso não é surpreendente, pois o refrigerador ejetor deve eliminar uma quantidade substancial de calor (soma da carga de resfriamento e calor motriz) e é muito sensível à temperatura do dissipador de calor. A disponibilidade de água do mar fria foi um fator crucial para o sucesso dessa aplicação em navios. Além disso, a simplicidade e robustez do sistema tornaram-no conveniente para os operadores. Muitos ciclos de refrigeração diferentes já haviam sido usados tanto para refrigeração quanto para fins de ar condicionado. No entanto, o refrigerador a jato de vapor tinha a vantagem de poderia funcionar usando vapor de exaustão de qualquer fonte (máquinas a vapor, industriais ou processos químicos, etc...). Assim, de 1910 até o início da década de 1930, sistemas de refrigeração por jato de vapor foram bem sucedidos em fábricas, para ar condicionado de grandes edifícios e em trens.

Conforme menciona Grazzini, Milazzo e Mazzelli (2018) apesar desse início promiss-

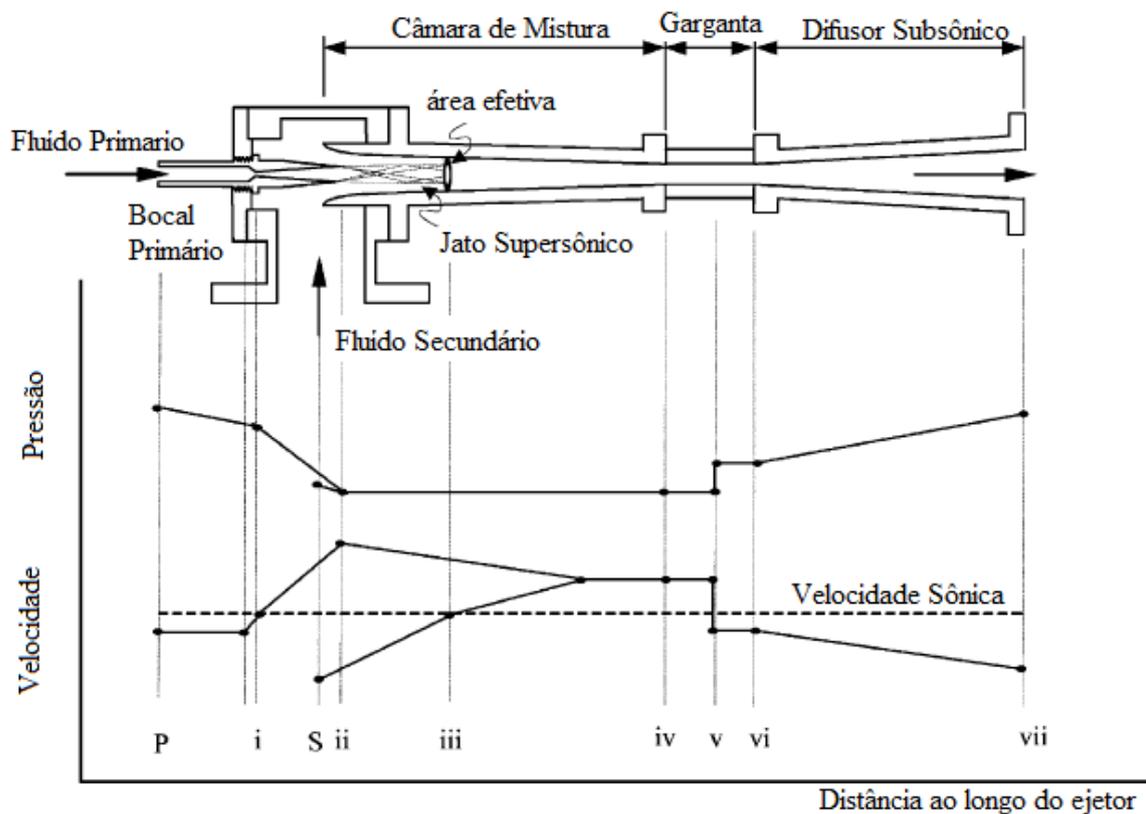
sor, o uso de ejetores supersônicos para aplicações em refrigeração quase desapareceram quando os primeiros refrigerantes sintéticos foram introduzidos durante a década de 1930. Esses refrigerantes poderiam superar os problemas que dificultavam a comercialização em larga escala de sistemas de compressão de vapor, deixando de lado as aplicações industriais dos ejetores na refrigeração. Desde a crise energética, os ejetores estão sendo reutilizados para substituir os compressores mecânicos integralmente ou simplesmente para otimização do ciclo.

Conforme demonstra Chen, Havtun e Palm (2014) o ejetor é capaz de ser impulsionado pela energia solar com características interessante para aplicações de ar-condicionado. Pode-se também considerar a utilização do ejetor para recuperar o calor dos resíduos dos processos industriais, o que ajuda atenuar os problemas relacionados à emissão de dióxido de carbono ( $CO_2$ ) e custo. Além disso, este sistema permite a utilização de vários refrigerantes, particularmente os refrigerantes ecológicos ou de menor impacto ambiental, tornando-o ainda mais atraente. O COP relativamente baixo limitou a ampla disseminação de sistemas de refrigeração ejetora. Neste caso em particular, os ejetores tornaram-se o foco de interesse de muitos cientistas na tentativa de desenvolver técnicas eficientes em termos energéticos e ambiental em resposta às práticas atuais responsáveis por danos ambientais, como a destruição da camada de ozônio ou aquecimento global.

Uma vista esquemática de um ejetor de vapor típico é mostrada na figura 2.1. Esse equipamento é dividido basicamente em quatro seções, a saber, bocal primário e secundário, câmara de mistura, garganta e difusor. O ejetor não possui peças móveis e não requer uma fonte de energia adicional. ELHUB E AZIZ (2014).

Os perfis de pressão e velocidade no interior do ejetor, mostrados na figura 2.1, são aqui explicados detalhadamente. Um fluido de alta pressão (P), conhecido como “fluido primário”, expande-se e acelera através do bocal primário (i), ao se expandir atinge a velocidade supersônica criando uma região de pressão muito baixa no plano de saída do bocal (ii) e, portanto, na câmara de mistura. De acordo com as diferenças de pressão, o fluido de maior pressão, que, pode ser chamado de “fluido secundário”(S) entra na câmara de mistura. A onda expandida do fluido primário flui e forma-se um duto convergente sem se misturar com o fluido secundário. Em alguma região da seção transversal ao longo deste duto, a velocidade do fluido secundário sobe para o valor acima do sônico (iii) causando a condição de escoamento bloqueado (choked flow). Esta seção transversal é comumente

**Figura 2.1:** Vista esquemática e a variação na pressão e velocidade do fluxo em função da localização ao longo de um ejetor



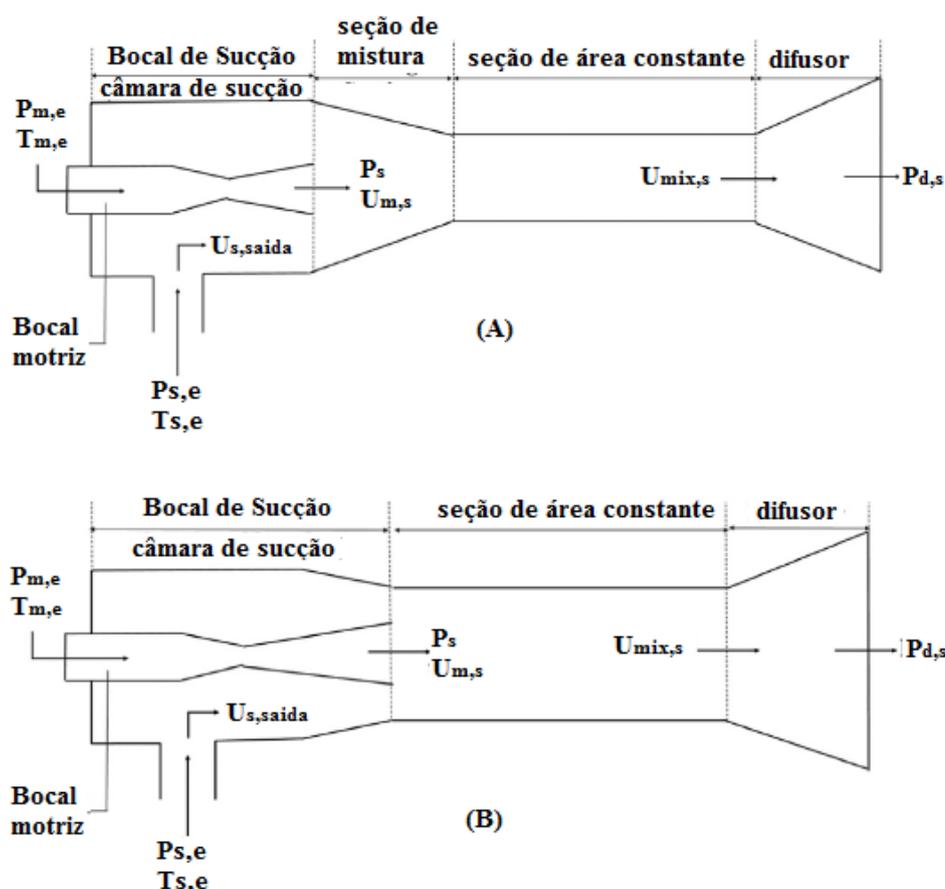
Fonte: Adaptado Chunnanond e Aphornratana (2004a)

definida como a "área efetiva". Essa área hipotética não é constante, mas varia com as condições de funcionamento. O processo de mistura começa após o bloqueio do fluxo secundário. Essa mistura faz com que o fluxo primário seja retardado enquanto o fluxo secundário é acelerado. No final da câmara de mistura, os dois fluxos são completamente misturados e a pressão estática é assumida constante até chegar à seção da garganta (iv). A pressão na câmara de mistura se dá em função do fluido primário, fluido secundário e da pressão traseira ( $P_b$ ) do ejetor. Devido a uma região de alta pressão a jusante da garganta da câmara de mistura, um choque normal é induzido (v). Este choque causa um grande efeito de compressão e uma queda repentina na velocidade do fluxo que vai de supersônico para subsônico. Segundo Chunnanond e Aphornratana (2004a) este choque normal é válido apenas na suposição de análise unidimensional. Em situações reais, por causa de uma camada de limite espessa, o choque não é totalmente normal, mas inclui padrões complexos de choque oblíquo. Posteriormente uma nova compressão do fluxo é

alcançada ( $v_i$ ) através de um difusor subsônico.

Normalmente, o projeto do ejetor pode ser classificado e modelado de acordo com a posição do bocal como mostrado na figura 2.2. Sendo o ejetor de mistura de pressão constante (CPM) e ejetor de mistura de área constante (CAM). O ejetor de mistura de pressão constante (CPM) tem o bocal com seu plano de saída localizado dentro da câmara de sucção na frente da seção de área constante, onde a pressão estática é assumida como constante durante o processo de mistura. Para o bocal com sua saída localizada dentro da seção de área constante, o ejetor é classificado como ejetor de mistura de área constante e a pressão estática não é assumida constante durante o processo de mistura. IGLESIAS (2012)

**Figura 2.2:** Vista esquemática e a variação na pressão e velocidade do fluxo em função da localização ao longo de um ejetor de (A) mistura de pressão constante (B) mistura de área constante



Fonte: Adaptado Atmaca, Erek e Ekren (2019)

A operação do ejetor como descrito anteriormente depende da relação entre as pressões de entrada dos fluidos primário e secundário. O desempenho de um ejetor é

definido em função da razão de vazões mássicas de entrada do fluido primário e secundário, denominado taxa de arrasto ( $\omega$ ). Da razão de áreas ( $\phi$ ), que indica a relação entre as áreas da garganta do bocal de saída primário e da região de mistura. E também da razão de pressão ( $P_{lift}$ ), que é a razão entre a pressão de saída no difusor e pressão de entrada no bocal secundário.

Essas razões são respectivamente definidas pelas equações (2.1), (2.2), (2.3).

$$\omega = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \quad (2.1)$$

$$\phi = \frac{\text{Área da região de mistura}}{\text{Área da garganta do bocal primário}} \quad (2.2)$$

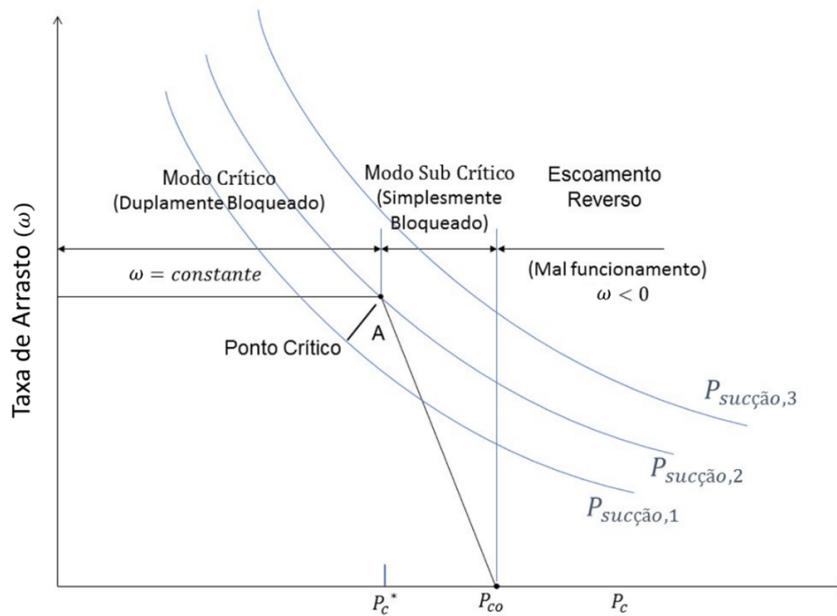
$$P_{Lift} = \frac{\text{Pressão estática na saída do difusor}}{\text{Pressão estática do fluxo secundário}} \quad (2.3)$$

A razão de entrada é função das características geométricas do ejetor. Todavia, ela é limitada pela pressão de descarga do mesmo, conforme apontado em Chunnanond e Aphornratana (2004a) e Huang et al. (1999). A taxa de arrasto ( $\omega$ ) está relacionada com a eficiência energética de um ciclo de refrigeração e a razão de pressão ( $P_{lift}$ ) limita a temperatura na qual o calor pode ser rejeitado. Segundo Chunnanond e Aphornratana (2004a) um ejetor operando nas condições de operação dadas com a maior relação de arrasto e mantendo a maior pressão de descarga possível, será considerado um ejetor ideal.

A Figura 2.3 ilustra os modos operacionais de um ejetor de geometria fixa em função da pressão de crítica ( $P_c$ ), mantendo as pressões dos escoamentos primário e secundário fixas. Na Figura 3, são identificadas três regiões de operação a saber, a região crítica com escoamento duplamente bloqueado, a região sub-crítica onde somente o escoamento primário é bloqueado e a região de escoamento reverso.

O modo crítico ou modo de choque duplo considera-se o caso em que os fluidos primários e secundários estão bloqueados. Neste caso a pressão crítica ( $P_c$ ) permanece abaixo do seu valor. Nesta forma de operação, o bloqueio ocorre na garganta do bocal para o fluxo primário e na câmara de mistura para o fluxo secundário gerando uma onda de choque transversal resultando em um efeito de compressão. Segundo Chunnanond e Aphornratana (2004b) a onda de choque está relacionada com a variação da pressão de descarga. Se a pressão diminui a onda ocorre antes ou próxima do difusor, e se a pressão aumenta a onda ocorre após o difusor. Quando a pressão crítica ultrapassa o valor crítico

**Figura 2.3:** Taxa de arrasto em função da contrapressão



Fonte: Adaptado Riaz et al. (2020)

o escoamento secundário não é bloqueado fazendo com que o choque seja desenvolvido no interior da câmara de mistura diminuindo a taxa de arrasto. Se a pressão continuar aumentando acima da pressão crítica de operação ( $P_{co}$ ), o ejetor perde sua capacidade de operação, visto que a taxa de arrasto torna-se zero e pode ocorrer o escoamento reverso conforme mostra Riaz et al. (2020) e Elhub e Aziz (2014). Para um ejetor de geometria fixa, a pressão de descarga deve ser mantida abaixo da pressão crítica para garantir que a operação seja suave.

As linhas curvas mostram as diferentes pressões de sucção e o desempenho ideal fornecido pelo ejetor no projeto. Para pressões de sucção mais altas, a taxa de arrasto aumenta e a compressão do ejetor diminui. O ponto (A) marcado na linha do meio mostra que é o ponto do projeto para o ejetor considerando apenas uma única pressão de sucção.

Nesse sentido, uma grande quantidade de modelos de simulação para o ejetor pode ser encontrada na literatura, incluindo modelagem termodinâmica, modelagem CFD e modelagem empírica. Conforme Song et al. (2020) e Ma, Bao e Roskilly (2017) entre essas três diferentes abordagens de modelagem, o método de modelagem termodinâmica é o mais utilizado para o estudo de simulação de ejetor devido à sua simplicidade. O modelo termodinâmico dos ejetores pode avaliar tanto o desempenho do ciclo quanto fornecer os parâmetros geométricos do projeto do ejetor. Por essa razão, tem sido realizado um extenso trabalho teórico e prático para investigar o projeto do ejetor e a análise de

desempenho utilizando o método de modelagem termodinâmica. A seguir, uma descrição dos trabalhos mais relevantes orientados à modelagem e análise de desempenho de ejetores são apresentados.

## 2.2 Análise unidimensional- Modelo de pressão constante (CPM)

Como descrito no item anterior, a modelagem termodinâmica para simulação e projeto do ejetor é classificada em duas abordagens: O modelo de mistura de pressão constante (CPM) e o modelo de mistura de área constante (CAM). Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) foram os primeiros a estabelecer um modelo teórico do ejetor. Esse trabalho apresenta as bases da teoria unidimensional de ejetores e embora o modelo inicial proposto pelos autores não fornecesse informações acerca do fenômeno de bloqueio que ocorre em ejetores supersônicos, eles propuseram duas simplificações para resolver analiticamente o problema, do qual resultaram os modelos de pressão constante e de área constante.

Posteriormente, Munday e Bagster (1977) aperfeiçoaram o modelo de pressão constante. Os autores admitiram a hipótese de que o escoamento primário ao se expandir após a saída do bocal, proporciona a formação de um duto convergente aerodinâmico para o escoamento secundário, por meio do qual esse escoamento é acelerado. Em razão disto a mistura dos escoamentos ocorre após a saída do bocal em alguma região.

No entanto, o uso de ejetor no sistema de refrigeração para melhoria de desempenho baseado no modelo de mistura de pressão constante foi proposto pela primeira vez na década de 1990 Kornhauser (1990). A análise de desempenho termodinâmico do ciclo de refrigeração de expansão por ejetor utilizou os refrigerantes CFCs: R11, R113, R114, R500 e R502; HCFCs; R22 e um natural R717 (amônia). Este foi o primeiro modelo homogêneo de um ejetor de duas fases, assumindo um equilíbrio homogêneo, com mistura constante de pressão dos dois fluxos considerados menores que a pressão do evaporador. Ele introduziu eficiências para os componentes do ejetor para explicar o desvio do processo isentrópico. Ainda segundo o autor, a suposição de Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) de mistura de pressão constante não é particularmente limitante. Algumas melhorias de desempenho podem ser obtidas usando mistura de área constante ou uma combinação de pressão constante e mistura de área constante. Após seu trabalho, muitas pesquisas foram

realizadas neste campo nas últimas duas décadas.

Eames, Aphornratana e Haider (1995) modificaram o modelo de pressão constante a fim de considerar as perdas por irreversibilidades devido ao atrito. Foram incluídos os efeitos dos bocais, da câmara de mistura e do difusor através de eficiências isentrópicas estimadas experimentalmente. Os autores não consideraram o bloqueio do escoamento secundário dentro da análise feita. Com o objetivo de analisar o efeito do bloqueio do escoamento secundário. Huang et al. (1999) propuseram um modelo semi-empírico baseado na hipótese de gás ideal para prever o desempenho do ejetor no qual supõe-se que os escoamentos se misturam após o plano de saída do bocal. Nesse modelo inclui-se nas equações governantes a relação de áreas efetivas dos escoamentos na seção de bloqueio do escoamento secundário. Os experimentos foram realizados em um sistema movido a calor usando o R141b. Eles determinaram diferentes eficiências combinando dados experimentais com simulações.

Tashtoush, Alshare e Al-Rifai (2015) realizaram uma análise em um modelo 1-D de um sistema de refrigeração com ejetor acionado por fonte de calor utilizando o R134a como fluido de trabalho. A análise do desempenho do ejetor no modo crítico foi realizada aplicando os princípios de momentum, massa e conservação de energia nos escoamentos secundários e primários. Os autores concluíram que neste modelo o ejetor de mistura de pressão constante é melhor do que o ejetor de mistura de área constante, porque gera melhores taxas de contrapressão e compressão para a mesma taxa de arrasto, o que gera melhor desempenho do ciclo.

Liu, Yu e Yu (2022) propôs um modelo termodinâmico aprimorado para o projeto de um pequeno ejetor de duas fases utilizando o método de modelagem de mistura de pressão constante (CPM). A modelagem termodinâmica foi desenvolvida na expansão do bico primário, no processo de sucção, no processo de mistura e no processo de difusão do ejetor. Ao contrário de alguns modelos existentes, não foram feitas suposições para especificar a pressão de mistura, que é determinada pela resolução de equações de modelagem em determinadas condições de funcionamento. Os resultados demonstraram que o modelo proposto pode prever com precisão a taxa de arrasto e o diâmetro da garganta primária e secundária do ejetor bem como o diâmetro da câmara de mistura. Considerando a seção de mistura com uma forma convergente, a pressão de mistura, a velocidade de mistura e a taxa de arrasto do ejetor poderiam ser melhoradas com o aumento da razão da área de

mistura, e assim o ejetor de pressão constante poderia alcançar uma relação de entrada maior do que o ejetor de área constante.

## **2.3 Análise unidimensional-Modelo de área constante (CAM)**

Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) determinaram que o desempenho teórico do ejetor de pressão constante é melhor do que o de ejetor de área constante. No entanto, eles também expressaram que os resultados teóricos obtidos utilizando o modelo de mistura área constante concorda razoavelmente bem com os resultados experimentais, e que ao considerar o modelo de dimensionamento de mistura de pressão constante era difícil obter uma concordância entre os resultados teóricos e experimentais. Eles explicaram o motivo dessa dificuldade, pois a geometria do ejetor dentro da qual a mistura a pressão constante ocorreria não poderia ser obtida e, mesmo que pudesse ser determinada para uma condição de operação, seria necessária uma geometria de ejetor diferente para cada condição de operação. Além disto, o ejetor de área constante possui todas as características de operações de geometrias mais complexas, e ainda pode ser analisado por meio de métodos unidimensionais simplificados.

Yapıcı e Ersoy (2005) aprimoraram a modelagem de ejetores de área constante (CAM), através de um método analítico e comparados com o modelo de pressão constante (CPM). Na análise, foram levadas em consideração as eficiências do bocal primário e do difusor para determinar as condições de operações ótimas de um sistema de refrigeração com ejetor (SRE). Os autores concluíram que para as mesmas temperaturas de operação do sistema de refrigeração com ejetor, o coeficiente ótimo de desempenho e razão de área determinados para o modelo de mistura de área constante proposto são maiores que o modelo de mistura de pressão constante.

Outro autor a analisar um modelo de ejetor de mistura de área constante foi Sarkar (2010). Seu estudo fez uso das relações de equilíbrio homogêneo para modelagem do ejetor. Posteriormente, foi realizada uma otimização do sistema para diferentes condições de operação. O desempenho foi analisado utilizando três refrigerantes naturais sendo à amônia, propano e isobutano. Os resultados mostraram que os parâmetros ideais e a melhoria do COP são dependentes das propriedades dos refrigerantes, juntamente com as condições de operação.

Afim de analisar um ejetor de fluxo de duas fases em área constante e avaliar características de desempenho do sistema de refrigeração, Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) desenvolveram um programa de simulação considerando as eficiências internas do ejetor no desempenho do sistema. O modelo adotado foi de equilíbrio homogêneo e foi capaz de prever o COP máximo comparado com dados experimentais com erro de no máximo 2,3%. O autor ainda demonstra correlações para o cálculo dos principais diâmetros do ejetor, sendo um parâmetro importante na análise do dispositivo ejetor utilizando o modelo de área constante (CAM).

Já Seckin (2017) realizou uma análise paramétrica do ejetor considerando os modelos de área constante e pressão constante em equilíbrio homogêneo. Os modelos foram comparados em relação aos dados experimentais de Ersoy e Sag (2014) e Huang et al. (1999). Os resultados demonstraram as conclusões de Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) que os parâmetros de desempenho COP, (considerando a refrigeração total ciclo) são superiores quando utilizado o método CPM.

Em seu estudo Atmaca, Erek e Ekren (2019) propõem uma abordagem considerando o valor de queda de pressão ideal e constante, a fim de obter uma melhoria no desempenho do ejetor nos casos que não sejam, a condição de projeto. Os autores assumiram que a pressão da câmara de sucção corresponde a uma pressão de saturação a 5 K abaixo da temperatura do evaporador, abordagem usada por Lawrence e Elbel (2014) a fim de criar um ponto de comparação comum para estimar as constantes quedas de pressão com base no tipo refrigerante e condições de operação. Os resultados demonstraram que a relação de área do ejetor calculada é menor utilizando o modelo (CAM) do que o modelo (CPM). Isto se deve ao fato de que a razão de velocidades entre o fluido primário e secundário nos bocais serem maiores para a abordagem (CAM) em cada ponto investigado. E a razão de densidade dos refrigerantes determina a tendência de mudança da razão de área.

Uma vez que a análise aerodinâmica da garganta pode ser realizada no modelo CAM, Yapıcı e Ersoy (2005) em seus estudos expressaram que em muitas aplicações reais, a configuração do ejetor pode corresponder mais de perto ao modelo da pressão constante na análise de mistura. Salienta-se, no entanto, que a forma da seção de mistura necessária para produzir mistura de pressão constante é desconhecida. Além disso, os autores confirmaram que à análise de área constante concorda razoavelmente bem com os dados experimentais.

**Tabela 2.1:** Resultados e métodos de análise do ejetor em sistemas de refrigeração

Referência	Método de análise ejetor	Conclusão
Keenan, Neumann e Lustwerk (1950)	(CPM) (CAM)	foram os primeiros a estabelecer um modelo teórico do ejetor. Esse trabalho apresenta as bases da teoria unidimensional de ejetores em sistemas de refrigeração.
Munday e Bagster (1977)	CPM	Aperfeiçoaram o modelo de pressão constante e admitiram admitiram a hipótese da formação de um duto convergente aerodinâmico na saída do bocal primário.
Kornhauser (1990)	CPM	Foi o primeiro modelo homogêneo de um ejetor de duas fases, assumindo um equilíbrio homogêneo, com mistura constante de pressão dos dois fluxos considerados menores que a pressão do evaporador.
Eames, Aphornratana e Haider (1995)	CPM	Modificaram o modelo de pressão constante a fim de considerar as perdas por irreversibilidades devido ao atrito.
Huang et al. (1999)	CPM	Nesse modelo inclui-se nas equações governantes a relação de áreas efetivas dos escoamentos na seção de bloqueio do escoamento secundário.
Yapıcı e Ersoy (2005)	CAM	O COP e razão de área determinados para o modelo de mistura de área constante proposto são maiores que o modelo de mistura de pressão constante.
Sarkar (2010)	CAM	Fez uso das relações de equilíbrio homogêneo para modelagem do ejetor. Os parâmetros ideais e a melhoria do COP são dependentes das propriedades dos refrigerantes, juntamente com as condições de operação.
Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015)	CAM	O modelo adotado foi de equilíbrio homogêneo e foi capaz de prever o COP máximo comparado com dados experimentais com erro de no máximo 2,3%.
Yapıcı e Ersoy (2005)	CAM	Os autores confirmaram que à análise de área constante concorda razoavelmente bem com os dados experimentais.
Mistura Pressão Constante (CPM)	Mistura de Área Constante (CAM)	

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

## 2.4 Influência da geometria do ejetor na performance do sistema

Para melhorar o desempenho do sistema e torná-lo mais econômico, atenção foi dada à otimização das geometrias do ejetor. A razão de área entre os bocais primário e secundário é considerada um dos fatores que mais influenciam na eficiência do ejetor. Segundo Elhub e Aziz (2014) o valor ótimo da razão de área permite a maximização do ejetor e do desempenho em pressões críticas do condensador. Diversos pesquisadores investigaram o efeito da razão de área no desempenho do ejetor com diferentes refrigerantes e condições de operação.

Nehdi, Kairouani e Bouzaina (2007) utilizaram um sistema de refrigeração com ejetor bifásico sendo o R141b o fluido de trabalho. Os resultados demonstraram que uma mudança no COP está associada à mudança da pressão de sucção do compressor. Quando a pressão de sucção aumenta, a carga no compressor diminui e vice-versa. E para temperaturas fixas do condensador e do evaporador, há apenas uma razão de área que obtém o valor de COP máximo.

No seu estudo, Chaiwongsa e Wongwises (2007) analisaram os efeitos do diâmetro da garganta do bocal motriz utilizando três ejetores bifásicos como dispositivo de expansão em um sistema de refrigeração. Os autores concluíram que a vazão de massa primária varia diretamente com a garganta do bocal. Da mesma forma, a vazão mássica secundária também tende a variar diretamente com a garganta do bocal. Além disso, um diâmetro de garganta maior produz uma taxa de recirculação mais alta do que um diâmetro de garganta menor. Esta taxa de recirculação varia inversamente com a capacidade de refrigeração e COP do sistema.

No trabalho de Chaiwongsa e Wongwises (2008) os autores demonstram que existe uma relação entre o diâmetro do bocal motriz e temperatura do gerador/condensador. Em um determinado gerador, temperatura e pressão, o fluxo de massa máximo através de um bocal é governado pelo diâmetro do bocal. O valor ideal do diâmetro do bocal motriz diminui com o aumento da temperatura do gerador/condensador Bilir e Ersoy (2009). Outros autores como Yapıcı et al. (2008), demonstraram que as razões de área ótimas não são as mesmas para todos refrigerantes.

Conforme demonstrado no estudo de Sarkar (2010) que estudou a influência da razão

de área em um sistema com ejetor utilizando os refrigerantes Amônia (R717), Propano (R290) e Isobutano (R600a). O COP aumenta inicialmente e depois diminui com o aumento da razão de área devido a diminuição na queda de pressão do bocal de sucção. O máximo COP se dá em algum valor de relação de área devido ao fato de a razão de elevação de pressão ser máxima neste ponto e produzir relação de pressão mínima, bem como trabalho mínimo feito pelo compressor. A razão de área foi máxima utilizando a amônia (11,02) seguidas do Isobutano (6,23) e Propano (3,36). E o COP máximo encontrado para estas razões de áreas foi (6,19) para o Isobutano seguidos de (6,062) para a Amônia e (5,84) para o Propano.

Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) criaram uma simulação em regime permanente no software EES (Engineering Equation Solver) de um ejetor bifásico de área constante trabalhando com o fluido R134a. Foram investigados o efeito das temperaturas operacionais de evaporação e condensação, capacidade de resfriamento e eficiências internas do ejetor no projeto do ejetor de área constante e no desempenho do sistema. A comparação entre os resultados atuais e os dados experimentais publicados revelou que:

- Quando a temperatura de evaporação aumentou de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , os diâmetros da garganta de entrada do bocal motriz do ejetor, saída do bocal motriz, saída do bocal de sucção e seção de mistura diminuíram em 3,5%, 30%, 10,8% e 14%, respectivamente, enquanto o COP e a taxa de arrasto aumentaram em 87,5% e 13,8%, respectivamente.
- O COP do sistema e a taxa de arrasto diminuíram em 56% e 16% variando a temperatura de condensação de  $30^{\circ}\text{C}$  a  $50^{\circ}\text{C}$ . No entanto, os diâmetros da garganta do bocal motriz, da saída do bocal de sucção e da seção mistura diminuíram em 2%, 18% e 14%, respectivamente.
- O diâmetro de saída do bocal motriz aumentou em 12% à medida que a temperatura de condensação variou de  $30^{\circ}\text{C}$  para  $50^{\circ}\text{C}$ .
- O aumento da eficiência do difusor de 0,5 para 1 faz com que o diâmetro de saída do bocal de sucção e o diâmetro da seção de mistura diminuam em 20,7% e 17,3%, respectivamente.
- Os diâmetros do bocal motriz do ejetor, bocal de saída de sucção e seção de mistura

aumentam em 9, 8,7 e 8,8 vezes quando a capacidade de refrigeração variou de 1 a 100 kW, respectivamente.

Os autores concluíram que a capacidade de resfriamento do sistema tem o impacto mais significativo no projeto do ejetor. A temperatura de evaporação influencia mais no COP do que a temperatura de condensação. As eficiências internas do ejetor têm um impacto insignificante no COP do sistema. Além disso, o diâmetro de saída do bocal de sucção foi o diâmetro mais influenciado pelas eficiências internas do ejetor.

Li e Yu (2019) analisaram experimentalmente os efeitos dos parâmetros geométricos do ejetor, como dispositivo expensor, em um ciclo simples de refrigeração utilizando R290 como fluido de trabalho. Foi investigado a influência do diâmetro da garganta do bocal motriz ( $D_m$ ) em relação a temperatura de evaporação ( $T_e$ ) no sistema bem como os efeitos da carga de refrigerante para diferentes diâmetros da seção de mistura ( $D_m$ ). Com base nos dados adquiridos em teste, avaliou-se o desempenho do ejetor com base na taxa de arrasto, taxa de elevação de pressão e eficiência geral do ejetor. Os resultados demonstraram que o diâmetro da garganta do bocal motriz é diretamente afetado pela variação da temperatura de evaporação. Além disto a recuperação de pressão na saída do ejetor diminui com o aumento da carga de refrigerante, diminuindo assim a eficiência de ejetor ( $\eta_e$ ). Indicando que um diâmetro da garganta do bocal apropriado deve ser aplicado para satisfazer os requisitos específicos do sistema.

Os trabalhos anteriormente apresentados têm demonstrado que relação de eficiência e operação do ejetor dependem de fatores geométricos do mesmo, onde a relação de área entre os bocais é um importante fator adimensional que afeta o desempenho do ejetor. A relação de área ideal depende das condições operacionais e tipo de refrigerante. E para diferentes condições de operação, a posição de saída do bocal primário deve ser ajustado para maximizar o desempenho do ejetor, conforme aponta Besagni e Cristiani (2021) e Lin et al. (2013) e Mathew (2016). A Tabela 2.1 mostra resumidamente os resultados e as formas de operação nos sistemas de refrigeração com ejetor.

## 2.5 Influência dos fluidos refrigerantes no funcionamento do ejetor

Entre os vários fatores físicos que influenciam o comportamento e a eficácia do ejetor dentro de um ciclo de refrigeração, as características do fluido de trabalho representam uma importante análise nos sistemas de refrigeração. Todos os ciclos movidos a calor submetem o fluido de trabalho a uma ampla gama de temperaturas, uma vez que entram em contato com a fonte térmica quente e com o espaço refrigerado. Um refrigerante adequado pode não apenas fornecer um bom desempenho do sistema, mas também reduzir o número de falhas e problemas ambientais.

A seleção de fluidos é uma tarefa muito complexa, onde diversos fatores devem ser analisados. Conforme Grazzini, Milazzo e Paganini (2012) a água foi um dos primeiros fluidos extensivamente estudados como refrigerante em sistemas de refrigeração com ejetores por ser seguro e barato. Porém se tornou-se menos comum a evolução da sua aplicação, devido a limitação dada pela temperatura de 0°C, onde abaixo disto ela pode congelar. Para obter água suficientemente fria, como por exemplo, para a maioria das aplicações de condicionamento do ar ou refrigeração industrial a operação requer pressões extremamente baixas ou alto vácuo. Além disto, a problemas termodinâmicos como alto volume específico no condensador e pressões muito baixas no evaporador. Portanto, é desejável utilizar outros fluidos cujas características e propriedades gerais sejam aplicáveis para este propósito em particular.

Segundo Grazzini, Milazzo e Mazzelli (2018) outra questão imposta pelos sistemas de refrigeração com ejetor é a carga de fluido refrigerante, do qual é maior em comparação com sistemas de refrigeração sem o ejetor, o que torna o custo do fluido um fator ainda mais relevante. Algumas preocupações gerais da seleção de fluidos de trabalho devem ser consideradas como.

- Zero ODP e baixo GWP.
- Baixa inflamabilidade e toxicidade.
- Economia e disponibilidade.

Conforme Varga, Lebre e Oliveira (2015) outras considerações devem ser analisadas ao escolher o fluido de trabalho para sistema de refrigeração com ejetores. Além das

propriedades termo físicas adequadas, disponibilidade e baixo impacto ambiental. Ele deve atender as seguintes premissas:

- O fluido de trabalho deve ter alto calor latente de vaporização na faixa de temperatura do evaporador e do gerador para minimizar a taxa de circulação por unidades de capacidade de resfriamento.
- O fluido de trabalho deve ter uma temperatura crítica relativamente alta.
- A pressão no gerador/condensador não deve ser muito alta e no evaporador não muito baixa.
- O fluido de trabalho deve ter propriedades favoráveis de transferência de calor, como viscosidade e condutividade térmica.

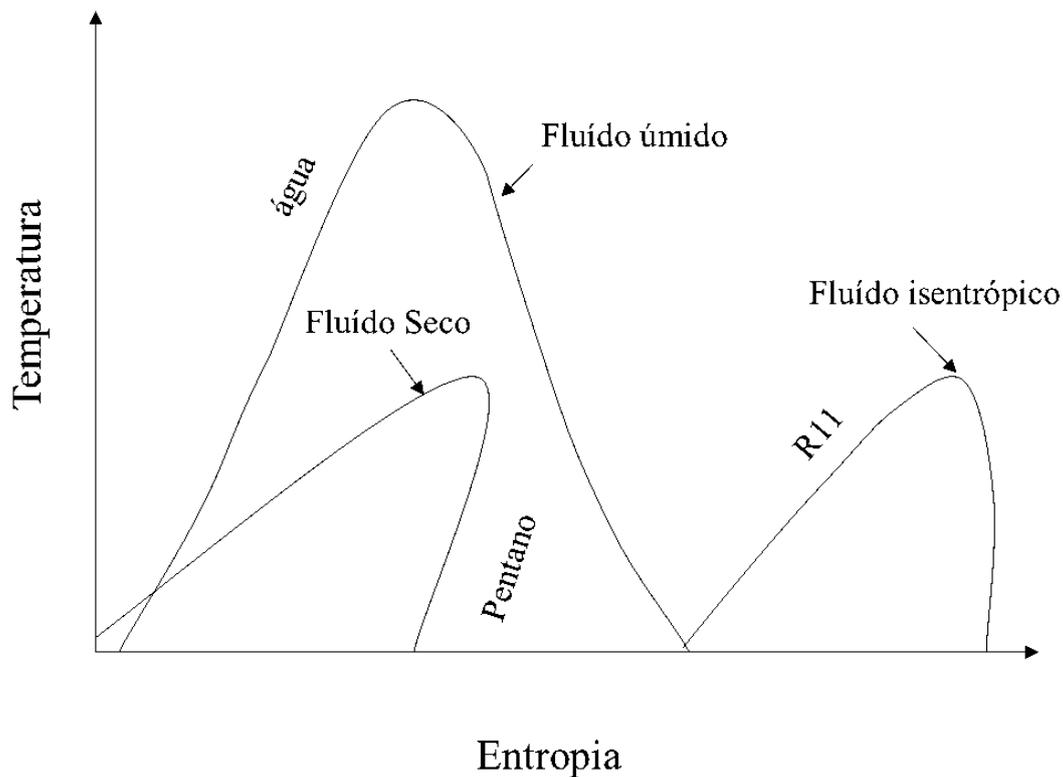
Vários estudos sobre a comparação do desempenho de diferentes refrigerantes em sistemas de refrigeração foram realizados a fim de obter as melhores características de operação. Sun (1999) realizou simulações para vários fluidos de trabalho operando em condições idênticas. Onze refrigerantes, incluindo água (R718), compostos de halocarbono CFCs (R11, R12, R113), HCFCs (R21, R123, R142b) e HFCs (R134a, R152a), um composto orgânico cíclico (RC318), e um azeótropo (R500), foram escolhidos como fluidos de trabalho em um sistema de refrigeração com ejetor e seus desempenhos foram comparados. Os resultados demonstraram que para os CFCs, o R12 oferece melhor desempenho. Para os HCFCs, o R142b fornece alto valor de COP. O HFC R152a apresentou o maior COP no ciclo de resfriamento entre todos os outros refrigerantes testados.

Selvaraju e Mani (2004) realizaram uma comparação do desempenho do ejetor utilizando os refrigerantes, R134a, R152a, R290, R600a e R717. Os autores concluíram que entre os fluidos de trabalho selecionados, o R134a ofereceu um melhor desempenho e maior taxa de arrasto em comparação com outros refrigerantes, seguido por R152a, R290, R600a e R717.

Segundo Chen, Goswami e Stefanakos (2010) os fluidos de trabalho para sistemas de conversão de energia de baixa temperatura pode ser classificado como: fluido seco, isentrópicos ou úmido, dependendo da inclinação da curva de saturação de vapor em um diagrama T-s conforme a figura 2.4. Os fluidos úmidos possuem baixa complexidade molecular tendo sua linha de inclinação no diagrama T-s negativa. Para os fluidos secos

(alta complexidade molecular), considera-se que não há mudança de fase durante o processo de expansão isentrópica através do bocal, e sua linha de saturação de vapor deve ser positiva. Para os fluidos isentrópicos a linha de vapor saturado será aproximadamente vertical. Se o fluido estiver em estado de vapor saturado antes da expansão isentrópica no bocal, o estado após o bocal será uma mistura de vapor e líquido. Gotas são formadas na saída do bocal, o que pode bloquear a área efetiva e colidir com a parede do ejetor causando sérios problemas de operação. Conforme Chen, Goswami e Stefanakos (2010) e Grazzini, Milazzo e Piazzini (2011) isto pode ser evitado superaquecendo o fluxo primário antes de entrar no bocal para garantir que a expansão no bocal ocorra na região superaquecida.

**Figura 2.4:** Diagramas T – s de três tipos de refrigerantes: (a) Fluido úmido, (b) Fluido seco e (c) Fluido isentrópico



Fonte: Adaptado Chen, Goswami e Stefanakos (2010)

Roman e Hernandez (2011) avaliaram o desempenho do ejetor para refrigerantes HFC (R152a e R134a) e hidrocarbonetos (R290, R600 e R600a). Os resultados indicaram que os hidrocarbonetos são boas alternativas aos HFCs, sendo que o uso de R290 oferece o melhor desempenho para temperatura do gerador variando de 70 °C a 95 °C, que são temperaturas apropriadas para sistemas de refrigeração com ejetores acionados por fonte de

calor. Outras precauções devem ser tomadas levando em consideração sua inflamabilidade.

Chen, Havtun e Palm (2014) analisaram quatro fluidos denominados úmidos (R134a, R152a, R290 e R430A), quatro fluidos secos (R245fa, R600, R600a e R1234ze) e um fluido isentrópico (R436B) em um sistema de refrigeração com ejetor através de modelos numéricos para comparar o desempenho e aplicabilidade. Os autores mostraram que o superaquecimento do fluido úmido no fluxo primário antes de entrar no bico do ejetor evita a formação de gotículas dentro do ejetor. Um método foi proposto para determinar o superaquecimento mínimo para o fluxo primário onde este depende do fluido de trabalho usado e das temperaturas de operação, bem como da eficiência do bico ejetor. Os resultados demonstram que o R245fa, R600 e R600a têm amplas faixas de temperatura para o fluxo primário e melhor desempenho em comparação com os outros fluidos. Com relação ao COP baseado na condição de referência o R245fa e R600 apresentam COP mais alto, seguido por R600a e R1234ze. O menor valor do COP foi obtido para o R436B. Os autores concluíram que o R600 apesar dos cuidados necessários em relação a suas aplicações devido a sua inflamabilidade, pode ser considerado um bom candidato para sistemas de refrigeração com ejetor decorrentes do seu bom desempenho e baixo impacto ambiental.

Outros estudos vêm atraindo um crescente interesse ao propor novos fluidos que atendam as recentes regulamentações que visem a eliminação progressiva de alguns dos fluidos comumente usados como hidrofluorcarbonetos (HFC) ou seja, R134a, R245fa R152a), apontando para possíveis substituições utilizando as hidrofluorefinas (HFO) como o (R1132a, R1123, R1234yf, R1243zf, R1234ze, R1224yd, R1233zd, R1336mzz) ou os já conhecidos refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos (HC) (R290, R600a),  $NH_3$  (R717) e  $CO_2$  (R744).

Varga, Lebre e Oliveira (2015) estudaram seis refrigerantes(água, R152a, R134a, R290, R600a e RC318) em um sistema de refrigeração com ejetor. Os autores concluíram que apesar de ser barato e amplamente disponível, a água teve um desempenho consideravelmente pior do que qualquer outro refrigerante em toda a gama de condições operacionais consideradas. Além disso, conforme mencionado, a água tem pressões de saturação muito baixas no evaporador e no condensador, o que pode causar problemas técnicos nas conexões estanques a vácuo. O R600a demonstrou ter um bom desempenho para uma ampla gama de condições de operação sob pressões moderadas e, portanto, pode ser uma escolha atraente.

Saleh (2016) realizou uma análise potencial de muitos fluidos de trabalho HFCs e HCs, ou seja, R134a, R227ea, R245ca, R245fa, R236ea, R236fa, R600 e R600a no ciclo de refrigeração com ejetor. Além disso, foram discutidos os efeitos de vários parâmetros operacionais no comportamento do ejetor e no desempenho do ciclo. Os resultados obtidos mostraram que o melhor desempenho do ciclo e comportamento do ejetor são alcançados pelo R245ca sendo, então, candidato promissor para o ciclo de refrigeração ejetor do ponto de vista termodinâmico. Considerando-se os aspectos ambientais e de segurança, a inflamabilidade é limitada e a toxicidade é baixa. Destruição do ozônio é zero e baixa contribuição para o aquecimento global. Porém testes e análises com mais criticidade são necessários.

Chen et al. (2017) utilizaram cinco fluidos de trabalho ecologicamente corretos, R600, R600a, R601a, R1233zd(E) e R1234ze(E) que foram os escolhidos para comparar o desempenho e características de trabalho no sistema. A comparação em termos do COP e da condutância térmica sugeriram a utilização do R1233zd como o fluido de trabalho mais adequado, seguido por R600, R601a, R600a e R1234ze(E). Esta conclusão foi amplamente estabelecida uma vez que o R1233zd(E) apresenta um elevado desempenho do sistema, sendo também uma substância não inflamável.

Besagni e Cristiani (2021) utilizaram um modelo numérico para comparar refrigerantes de quarta geração e naturais (R1233zd(E), R1234yf, R1234ze(E), R290, R1270 e R600a) com refrigerantes comumente usados (R134a, R245fa, R152a) em cinco geometrias de ejetores, obtidos a partir de um caso de referência. Os resultados demonstraram que através da análise das curvas de desempenho, os refrigerantes testados podem ser divididos em três grupos: (i) R1270 e R290, com COP mais alto (0,5–1,03), e temperatura crítica mais baixa (20,7–25,0 °C). (ii) R134a, R152a, R1234yf, R1234ze R600a, com um valor intermediário de COP (0,27–0,83) e temperatura crítica (22,8–28,0 °C). (iii) R245fa e R1233zd, com COP mais baixo (0,25–0,58), mas de temperatura crítica mais alta (26,0–31,0 °C). A tabela 2.2 mostra algumas características dos refrigerantes comumente usados em sistemas de refrigeração ejetora.

Tabela 2.2: Características dos refrigerantes e aplicações

Referência	Fluidos de trabalho selecionados	$M_{mol}$ [Kg/Kmol]	$T_{crit}$ [K]	$P_{crit}$ [Mpa]	Expansão	GWP	Segurança
Sun (1999) e Varga, Lebre e Oliveira (2015)	Água	18,015	647,1	22,064	U	0	A1.
Chen et al. (2017) e Besagni e Cristiani (2021)	R1233zd	130,05	438,75	3,772	S	5	A2L
Besagni e Cristiani (2021)	R1234yf	114,04	367,85	3,382	S	4	A2L
Chen, Havtun e Palm (2014)	R1234ze	114,04	382,52	3,636	S	6	A2L
Sun (1999) e Selvaraju e Mani (2004) e Roman e Hernandez (2011) e Chen, Havtun e Palm (2014) e Saleh (2016)	R134a	102,03	374,21	4,059	U	1300	A1
Selvaraju e Mani (2004) e Roman e Hernandez (2011) e Chen, Havtun e Palm (2014)	R152a	66,051	386,41	4,517	U	120	A2
Saleh (2016)	R227ea	170,03	374,9	2,925	S	3500	A1
Saleh (2016)	R236ea	152,04	412,44	3,502	S	1200	A1
Chen, Havtun e Palm (2014), Selvaraju e Mani (2004) e Roman e Hernandez (2011) e Chen, Havtun e Palm (2014), e Saleh (2016) e Chen et al. (2017)	R245fa	134,05	427,16	3,651	S	950	B1
Selvaraju e Mani (2004)	R600a	58,122	407,81	3,629	S	20	A3
	R717	17,03	405,4	11,333	U	0	B2

Expansão: U=umido, S=seco  
 Ponto de ebulição normal  
 (P=101.3 kPa) Potencial de  
 Aquecimento Global (GWP)

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

## 2.6 Sistemas de refrigeração em cascata com ejetores (SRCE)

Em algumas aplicações de sistemas de refrigeração, as altas diferenças de temperaturas entre a zona resfriada e a zona de rejeição de calor causam grandes diferenças de pressão e compressão, onde, a utilização de um sistema de refrigeração de único estágio não é econômica. Esta condição, requer a necessidade de compressores de maior porte, com custo de aquisição e energia mais elevados.

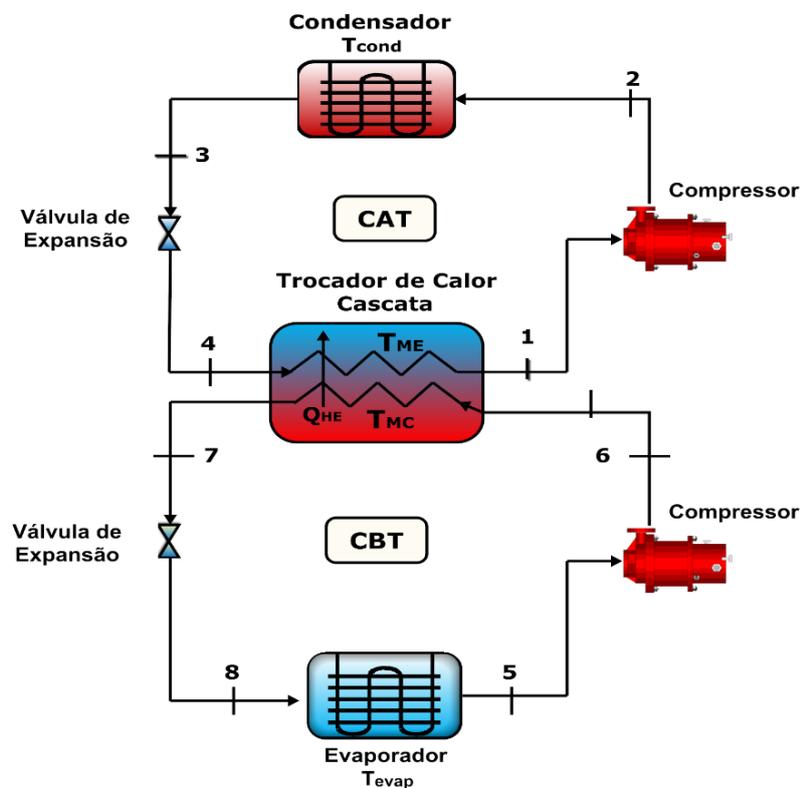
Uma solução apropriada para contornar os problemas que envolvem processos que necessitam de baixas temperaturas de evaporação é o emprego de sistemas de refrigeração em estágios, colocando-se dois ou mais ciclos para operarem em série, denominados ciclos em cascata. Sistemas de refrigeração em cascata (SRC) são extensivamente usados em áreas industriais de alimentos, farmacêuticos, liquefação de petróleo, etc...do qual envolvem temperaturas no intervalo de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $-100^{\circ}\text{C}$ . MEGDOULI ET AL. (2016).

O sistema de refrigeração em cascata simples estágio (SRCS) consiste em dois sistemas separados de ciclo de compressão de vapor acoplados através de um condensador em cascata como mostrado na figura 2.5. Os dois ciclos encontram-se ligados por um trocador de calor colocado no centro, que serve como evaporador para o ciclo superior ou ciclo de alta temperatura (CAT) e como condensador para o ciclo inferior ou ciclo de baixa temperatura (CBT). Assumindo que o trocador de calor esteja bem isolado, a transferência de calor do fluido inferior deve ser igual à transferência de calor do fluido superior.

Conforme Sachdeva, Jain e Kachhwaha (2014) no ciclo de refrigeração em cascata é necessário haver uma diferença de temperatura entre os dois fluidos para ocorrer a transferência de calor. A diferença de temperatura é um parâmetro muito importante no estudo do ciclo de refrigeração em cascata, pois desempenha um papel na decisão sobre o coeficiente de desempenho (COP).

Uma vez que a temperatura de saturação do evaporador deve ser mantida baixa para aplicações em sistemas de refrigeração em cascata (SRC), é crucial reduzir também a pressão do condensador. Essa redução visa permitir que o refrigerante entre em ebulição em temperaturas mais baixas, otimizando o desempenho do sistema. No entanto, esse processo pode resultar em uma alta taxa de destruição de exergia do refrigerante antes de atingir o evaporador, impactando negativamente a eficiência global do sistema.

Figura 2.5: Sistema de refrigeração em cascata simples (SRCS)



Fonte: Adaptado Lee, Liu e Chen (2006)

Para mitigar essa destruição de exergia durante o processo de expansão, uma alternativa eficaz é a introdução de ejetores com dispositivo expensor dentro do ciclo. Os ejetores são aplicados tanto no CAT quanto no CBT, ou em ambos os estágios do ciclo de refrigeração em cascata. A literatura tem demonstrado a eficiência dos ejetores aplicados tanto em ciclos em cascata simples, quanto em ciclos em cascata modificados.

Com o intuito de aprimorar a eficiência energética dos SRC, a pesquisa conduzida por Ejemni et al. (2012) Ejemni, Nehdi e Kairouani (2012) realizou uma análise abrangente, considerando diferentes tipos de refrigerantes, tanto naturais quanto sintéticos (HFC). Os pesquisadores examinaram quatro configurações distintas do sistema: sistema em cascata simples, sistema em cascata com ejetor no CAT, sistema em cascata com ejetor no CBT, e sistema em cascata com ejetores simultaneamente nos CAT e CBT. Os fluidos utilizados no ciclo de baixa temperatura incluíram R32, R23 e  $CO_2$ , enquanto no lado de alta temperatura foram empregados  $NH_3$ , R290, R134a, R125 e R152a. A Figura 2.6 ilustra as diferentes configurações do uso de ejetores nos sistemas de refrigeração em cascata. Essa análise abrangente permitiu uma compreensão mais profunda do impacto

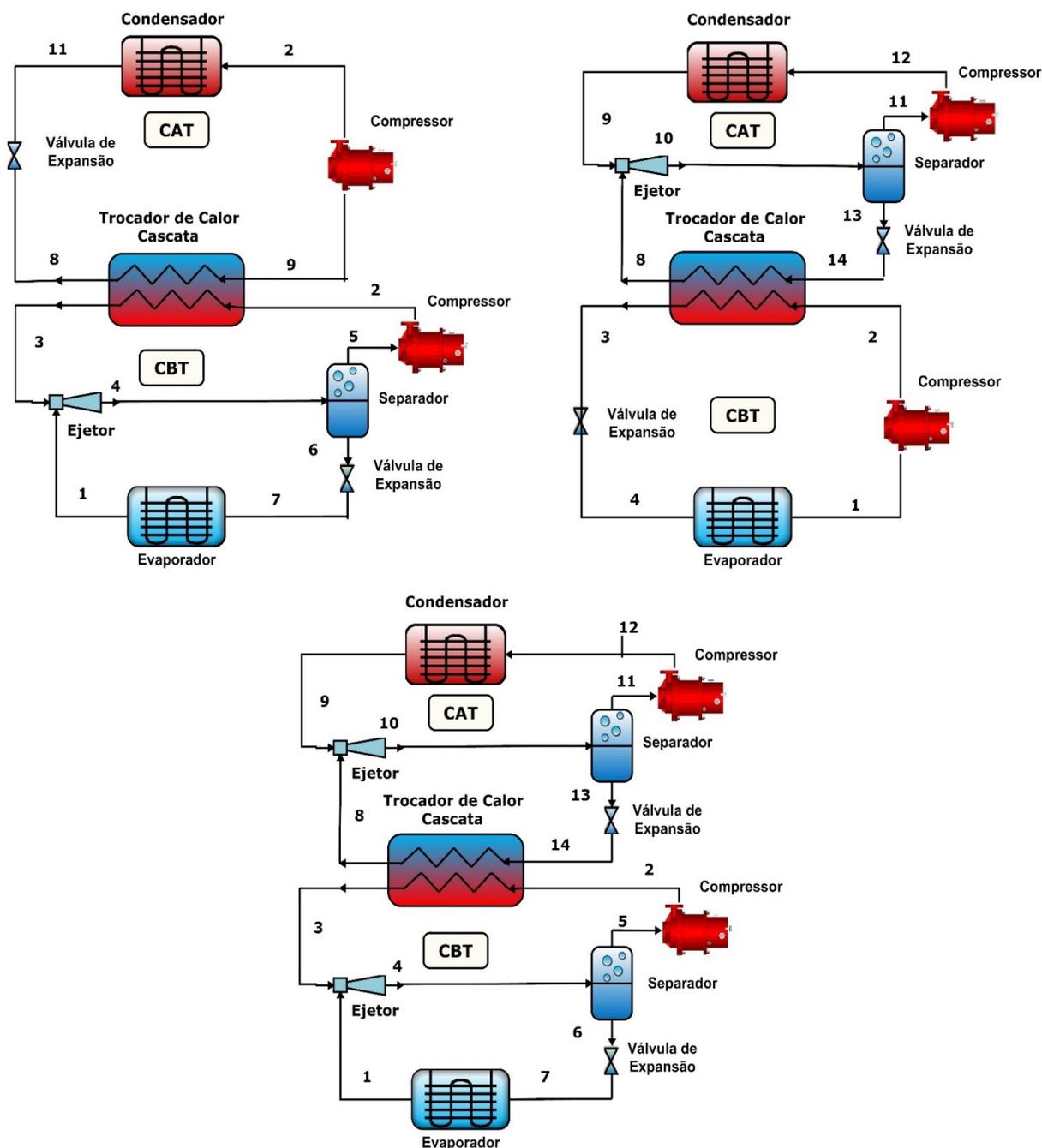
dos ejetores na eficiência global dos sistemas em cascata, oferecendo insights valiosos para a otimização desses ciclos.

Os resultados demonstraram que a introdução de um ejetor permite uma melhora do coeficiente de performance (COP), mas a introdução de dois ejetores representa a melhor maneira de melhorar o desempenho do ciclo, permitindo uma melhoria de 14% do COP. O COP mais elevado foi obtido através da utilização dos pares  $CO_2$  / R290 e R23 / R290, mas os melhores resultados foram obtidos quando R125 é usado no CAT e  $CO_2$  no CBT. A análise exérgica mostrou que a introdução de ejetores reduz a irreversibilidade em todos os componentes do CBT e CAT, sendo as maiores reduções obtidas no compressor do CBT em 16% e no processo de expansão do CBT em 58% em relação ao ciclo em cascata sem ejetores.

A seleção dos pares de refrigerantes representa um dos principais fatores responsáveis pela melhoria do desempenho de sistemas em cascata. Megdoui et al. (2017) conduziram um estudo teórico sobre as possibilidades de aumentar o desempenho energético e exérgico do sistema de refrigeração em cascata transcítica com ejetores, utilizando os fluidos de óxido nítrico ( $N_2O$ ) no CAT e o dióxido de carbono ( $CO_2$ ) no CBT. Para a utilização do calor rejeitado no resfriador a gás, um ciclo Rankine é proposto para melhorar o desempenho do SRC com ejetor e comparar com um SRC com ejetor simples. A figura 2.7 mostra o ciclo Rankine no SRC com ejetor. Os resultados demonstraram que o consumo de energia mecânica com o ciclo Rankine no SRC com ejetor é menor do que um SRC com ejetor simples. O COP do SRC com ejetor integrando um ciclo Rankine apresentou um aumento de 9,16% em comparação com o SRC com ejetor simples. A destruição total da exergia do SRC com ejetor Rankine foi inferior ao do SRC com ejetor simples considerando as mesmas condições de operação. Em relação a pressão ideal do refrigerador, foi encontrado uma eficiência de segunda lei máxima em 36,68% e 33,54%, para o SRC com ejetor Rankine e SRC com ejetor simples, respectivamente.

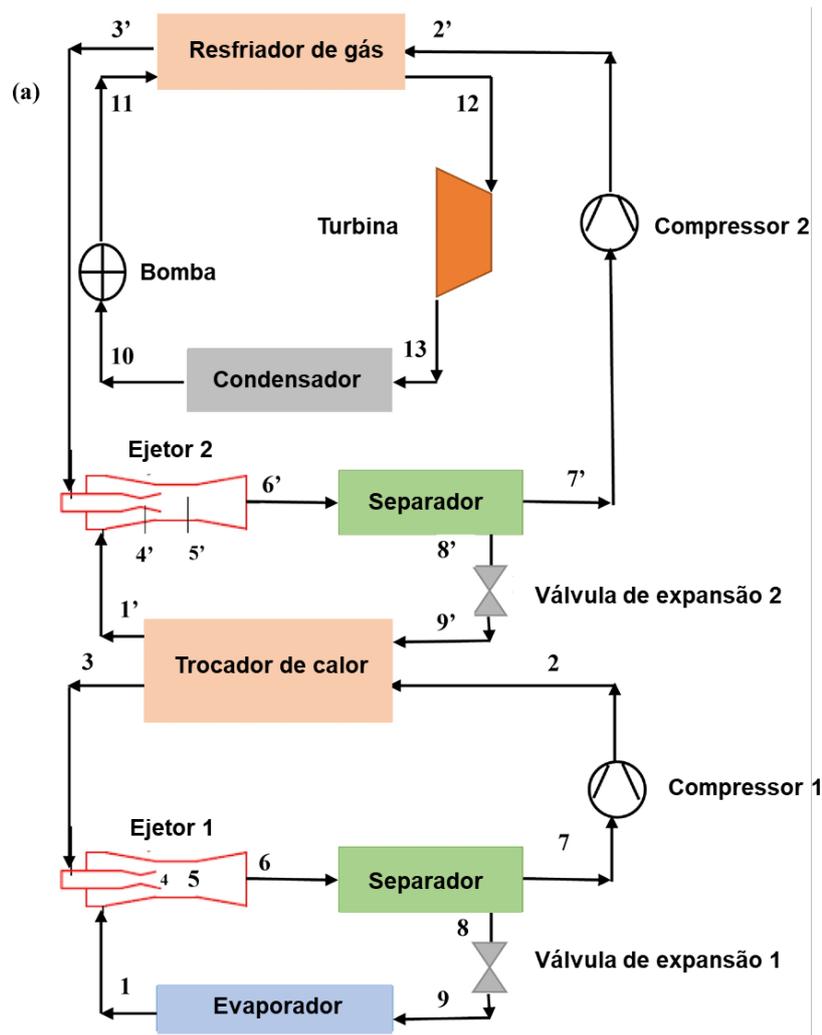
Análise avançada de exergia também pode ser encontrada na literatura para SRCE. Chi et al. (2023) em seus estudos avaliaram um SRCE, categorizando a destruição de exergia dos componentes em dois aspectos: destruição de exergia evitável/inevitável e destruição de exergia endógena/exógena. Ao combinar esses dois aspectos, os autores esclarecem os tipos e valores de destruição de exergia nos componentes, fornecendo direções para aprimorar o sistema. Suas conclusões destacam que:

**Figura 2.6:** Sistema de refrigeração em cascata com uso de ejetores (a) Ciclo de baixa temperatura (b) Ciclo de alta temperatura (c) Ciclo de baixa e alta temperatura.



Fonte: Adaptado Ejemni, Nehdi e Kairouani (2012)

Figura 2.7: Ciclo rankine com ejetor



Fonte: Adaptado Megdouli et al. (2017)

- A destruição total de exergia, dividida em evitável e inevitável, representa 38.67% e 61.35%, respectivamente. A destruição endógena e exógena compreendem 77.77% e 22.22%, indicando grande potencial de melhoria, especialmente na destruição endógena;
- A destruição evitável de exergia em compressores, trocador de calor e condensador é considerável. Melhorias nesses componentes podem efetivamente reduzir a destruição de exergia, aprimorando a eficiência do sistema. Melhorar a eficiência de outros componentes no sistema ajudará significativamente a reduzir a destruição de exergia no condensador e no trocador de calor intermediário;
- A destruição evitável exógena do condensador e trocador de calor é de 3.268 kW

e 2.228 kW, respectivamente, representando 6.4% e 4.4% da destruição total do sistema.

Estudos experimentais também foram conduzidos a fim de validar os sistemas em cascata. Kumar et al. (2021) analisaram experimentalmente um sistema modificado de refrigeração de compressão de vapor em cascata com ejetor utilizando R134a como fluido refrigerante no CAT e CBT. Para o ejetor, geometrias foram empregadas para diferentes condições de funcionamento. Os autores concluíram que:

- O projeto do ejetor desempenha um papel essencial no funcionamento de um sistema em cascata com ejetor;
- No sistema em cascata com ejetor, a potência do compressor consumida encontrada foi 1,3 vezes menor em comparação com o sistema convencional;
- O sistema em cascata com ejetor faz com que o sistema opere em baixa temperatura no condensador aumentando o COP e a capacidade de resfriamento;

Li et al. (2018) apresentaram um sistema de refrigeração em cascata modificado (SRCM) com ejetor aplicado no ciclo CAT para melhorar o desempenho do sistema aplicado no congelador vertical de temperatura ultrabaixa a  $-95\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A viabilidade do sistema considerou a economia de energia, sendo que o desempenho de utilização da energia foi avaliado através do consumo de energia diário do protótipo. Além disso, nos testes experimentais, foram investigados os efeitos da temperatura ambiente nos desempenhos do MCRS, bem como a razão de elevação da pressão e a razão de entrada do ejetor. Posteriormente os autores fizeram uma comparação de desempenho entre o freezer da linha de base e o protótipo do freezer baseado em um SRCM. Os resultados de desempenho entre o freezer da linha de base e o protótipo do freezer baseado em SRCM indicaram que o consumo de energia do protótipo do SRCM é de 11,58 (kW.h), que é 4,77% menor que o do freezer da linha de base na temperatura ambiente em  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Assim os autores concluíram que emprego de ejetores em sistemas de refrigeração em cascata pode ser uma alternativa viável. A tabela 2.3 apresenta um resumo dos principais trabalhos com ejetor no ciclo de refrigeração em cascata.

## 2.7 Otimização em SRCE

A necessidade de otimização em SRCE se fundamenta na busca por eficiência máxima e desempenho otimizado, especialmente diante das variáveis e condições operacionais distintas. Diferentes ambientes e demandas de refrigeração demandam ajustes precisos nos parâmetros do sistema para atingir o ponto ótimo de desempenho. Conforme a pesquisa analisada, diferentes abordagens para a otimização pode ser encontradas na literatura.

Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014) realizaram uma avaliação do desempenho de um SRCE, utilizando dióxido de carbono ( $CO_2$ ) no condensador CBT e amônia ( $NH_3$ ) no evaporador CAT. Baseando-se nas leis da termodinâmica, o sistema foi comparado com um SRC convencional. Para identificar o ponto de melhor desempenho, os autores otimizaram o sistema por meio de uma regressão linear com três parâmetros de projeto, resultando em três correlações úteis para o COP máximo e a eficiência máxima da segunda lei. Os parâmetros escolhidos foram: temperatura do condensador ( $T_{cond}$ ), temperatura do evaporador ( $T_{evap}$ ) e a diferença de temperatura no trocador de calor cascata ( $T_{cc}$ ). Os resultados apresentados pelos autores demonstram que:

- O COP máximo do SRC com ejetor com  $CO_2-NH_3$  aumentou em 7% em comparação com o SRC simples, onde o COP máximo encontrado foi de 1,87, correspondendo a uma temperatura de condensação de  $T_{cond} = 30^\circ C$ , temperatura de evaporação de  $T_{evap} = -45^\circ C$ , temperatura ótima do trocador de calor cascata  $T_{cc,opt} = -10^\circ C$  e diferença de temperaturas no trocador de calor cascata  $\Delta T = 3^\circ C$ .
- A taxa de destruição de exergia do SRC com ejetor foi cerca de 8% menor em comparação com o SRC simples, resultado da utilização dos ejetores na redução das perdas de energia por meio de válvulas de expansão.
- A eficiência da segunda lei do SRC com ejetor também aumentou em cerca de 5% em comparação com o SRC simples, onde o SRC com ejetor atingiu uma eficiência máxima de 52%.

Os autores concluíram que a implementação dos ejetores para um ciclo em cascata tem um impacto considerável no desempenho do ciclo convencional utilizando  $CO_2-NH_3$  como fluidos de trabalho.

Sanaye, Emadi e Refahi (2019) combinaram um novo ciclo em cascata que integra dois ciclos de refrigeração. O primeiro é uma configuração de ejetor movido a calor com duas fases vapor-vapor (VV) no CAT e no CBT uma configuração de ejetor líquido-vapor (LV). Após a modelagem do ciclo proposto considerando aspectos energéticos, exergia, ambiental e econômico, esse ciclo foi otimizado pela técnica de otimização de dois objetivos. Foram considerados três refrigerantes (R600a, R1233zd(E) e R601a para o ciclo CAT e quatro refrigerantes (R290, R152a, R1234ze(E) e R1234yf) para o ciclo CBT. O ciclo VV-LV foi integrado e otimizado finalmente em um procedimento de comparação, sendo o melhor caso ideal (maior valor de eficiência exergética e menor valor para o custo total de aquisição (TAC) selecionado pelo uso do método programação linear para análise multidimensional de preferência (LINMAP). Além disso, os resultados foram comparados com um ciclo em cascata com ejetor vapor-vapor no CAT e um ciclo de compressão simples no CBT (VV-CS). Os resultados mostraram que o ciclo combinado com dois ejetores (VV-LV) foi superior ao ciclo com um ejetor (VV-CS) onde:

- O COP do CAT apresentou valor superior em 18%.
- O COP do CBT apresentou valor superior de 26%.
- O custo anual e o consumo de energia elétrica apresentaram valores de redução em torno de 6% e 31%, respectivamente.

A análise da exergia também mostrou que a eficiência exergética do ciclo combinado de refrigeração VV-LV no ponto ideal foi obtida através da utilização dos pares de refrigerantes R600a-R152a respectivamente.

Já Rostamzadeh et al. (2021) investigaram a função do ejetor expansor no SRC com o uso de dois pares de refrigerantes naturais  $NH_3$  e R290 no CAT e  $CO_2$  no CBT. Os autores realizaram uma análise multi-objetivo considerando os parâmetros 4E (energético, exergético, econômico e ambiental) e os riscos de degradação do sistema. Os resultados mostraram que quando dois ejetores foram usados em substituição a válvula de expansão convencional no SRC com  $NH_3-CO_2$ , o COP ideal, a eficiência exergética e o custo total foram melhorados em 4,16%, 4,16% e 2,5%, respectivamente. Porém o risco global da planta degradou 37,08% com a utilização dos ejetores. Os autores concluíram que embora o emprego do ejetor no SRC utilizando  $NH_3-CO_2$  melhore os resultados relativos aos parâmetros termodinâmicos e de custo, há um aumento significativo na degradação do

sistema em termos de segurança. A utilização do par R290- $CO_2$  no sistema em substituição ao par  $NH_3-CO_2$ , representou num aumento de 29 vezes do parâmetro de risco, sendo este fator de extrema importância quando considera-se a utilização de fluidos refrigerantes tóxicos e inflamáveis em sistemas de refrigeração em cascata com ejetores.

Yari e Mahmoudi (2011) simularam duas configurações novas e de alto desempenho para ciclos de cascata de expansão ejetor utilizando  $CO_2$  em ciclo transcrito no sistema alta temperatura e  $CO_2$  ciclo subcrítico no sistema de baixa temperatura. Suas performances foram discutidas teoricamente com base na primeira e segunda leis da termodinâmica. O processo de otimização foi realizado para todos os ciclos utilizando o método de busca direta (também conhecido como método direto conjugado) pelo software EES. Os resultados obtidos para esses ciclos também foram comparados com alguns ciclos convencionais em cascata, onde a faixa de aumento nos valores de COP das configurações 1 e 2 foram cerca de 10,8-17,2% e 18-31,5% em comparação com a do ciclo transcrito em cascata sem ejetor, respectivamente.

Tabela 2.3: Resultados e métodos de análise do ejetor em SRC

Referência	Fluído de trabalho	Ciclo ejetor implementado	Apliação do Ejetor	Conclusão
Ejemni, Nehdi e Kairouani (2012)	R32 R23 CO <sub>2</sub> (CBT) R717 R290 R134a R125 R152a(CAT)	CBT e CAT	Dispositivo expensor(CAT e CBT)	A introdução de dois ejetores é a melhor maneira de melhorar o desempenho do ciclo, permitindo uma melhoria de 14% do COP. A introdução de ejetores reduz a irreversibilidade em todos os componentes do CBT e CAT em relação ao ciclo em cascata sem ejetores.
Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014)	CO <sub>2</sub> (CBT) NH <sub>2</sub> (CAT)	CBT e CAT	Dispositivo expensor(CAT e CBT)	O COP máximo do SRC com ejetor com NH <sub>3</sub> -CO <sub>2</sub> aumentou em 7% em comparação com SRC simples. A taxa de destruição de exergia do SRC com ejetor foi cerca de 8% menor em comparação com o SRC simples.
Sanaye, Emadi e Refahi (2019)	R600a R1233zd(E) R601a(CAT) R290 R152a R1234ze(E) e R1234yf (CBT)	CBT e CAT	Movido a calor (CAT) Dispositivo expensor(CBT)	Os resultados mostraram que o ciclo combinado com dois ejetores foi superior ao ciclo com um ejetor onde. O COP do CAT foi cerca de 18% maior O COP do CBT cerca de 26% maior. O custo anual cerca de 6% menor e consumo de energia elétrica cerca de 31% menor.
Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014)	CO <sub>2</sub> (CBT) N <sub>2</sub> O(CAT)	CBT e CAT	Dispositivo expensor(CAT e CBT)	O COP ideal, a eficiência exergia e o custo total foram melhorados em 4,16%, 4,16% e 2,5%, respectivamente em comparação com sistema cascata simples.
Kumar et al. (2021)	R134a(CAT) R134a(CBT)	CAT	Movido a calor (CAT)	A potência do compressor consumida encontrada foi 1,3 vezes menor em comparação com osistema convencional. O sistema em cascata com ejetor faz com que o sistema opere em baixa temperatura do condensador; aumentando o COP e a capacidade de resfriamento.

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

# 3 Materiais e métodos

---

Neste capítulo será apresentada uma descrição das equações matemáticas utilizadas no modelo e na validação do sistema de refrigeração em cascata modificado com o dispositivo ejetor, que é o objeto de estudo desta dissertação.

O capítulo inicia-se com a descrição das equações matemáticas do dispositivo ejetor em um ciclo simples de refrigeração, assim como a validação do modelo proposto; num segundo momento serão feitas as descrições das equações matemáticas de um sistema de refrigeração em cascata operando com o dispositivo ejetor. Definindo assim os principais parâmetros da análise, bem como a validação das incertezas empregadas no mesmo.

## 3.1 Modelagem do ejetor

Como visto nos capítulos anteriores, o modelo de mistura de pressão constante pode corresponder mais de perto na análise de mistura do ejetor. Salienta-se, no entanto, que a forma geométrica da seção de mistura necessária para produzir mistura de pressão constante é desconhecida.

Portanto, foi decidido examinar o modelo de mistura de área constante proposto por Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015), onde os resultados concordam razoavelmente com os dados experimentais de Ersoy e Sag (2014) e Yapıcı e Ersoy (2005) e a geometria pode ser calculada.

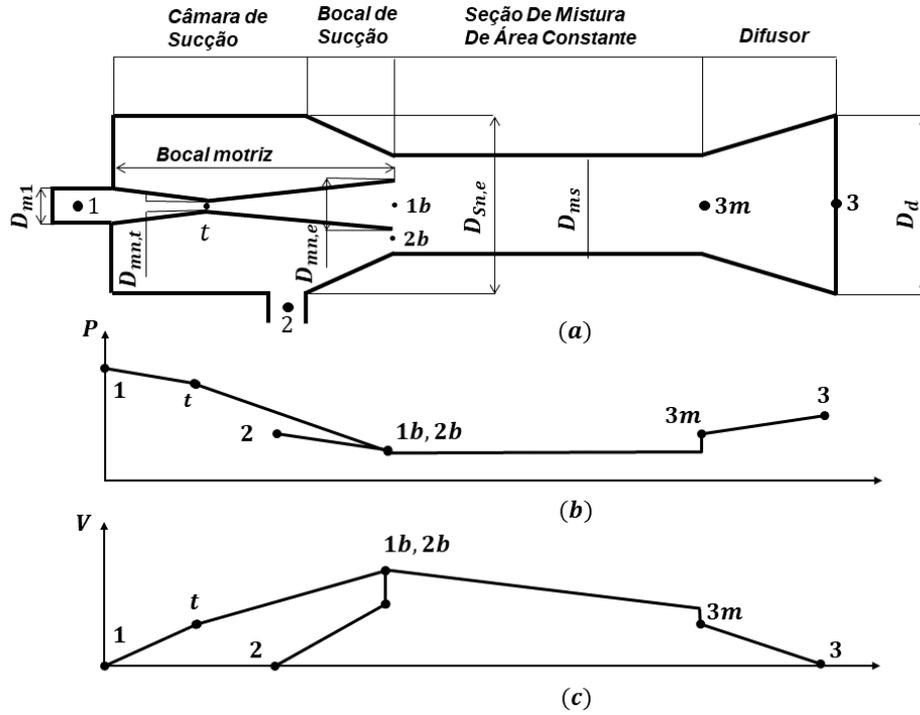
A exemplo dos outros modelos, a formulação matemática unidimensional é baseada nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. Essas equações são definidas em volumes de controle respectivos aos processos de transporte que ocorrem no ejetor.

A Fig 3.1 ilustra o princípio de funcionamento de um ejetor de área constante, onde, seu projeto consiste principalmente em dois bicos de desvio de conversão. As distribuições de pressão e velocidade ao longo do eixo do ejetor também são ilustrados na Fig. 10. O fluxo primário de alta pressão (ponto de estado 1) é expandido no bocal motriz para

uma contrapressão ( $P_{1b}=P_b$ ) do qual é menor que a pressão do evaporador ( $P_{evap}$ ). Assim, o fluxo secundário é arrastado e expandido através do bocal secundário a uma pressão ( $P_{2b}=P_b$ ) e, em seguida, ambos os fluxos são misturados no início da seção de área constante e a pressão de mistura ( $P_{3m}$ ) é considerada maior que a contrapressão ( $P_b$ ). Posteriormente, uma onda de choque ocorre na seção de área constante e a pressão aumenta enquanto a velocidade do fluido diminui (estado no ponto (3m)). No difusor, a pressão aumenta e o fluido torna-se mistura na pressão da saída do ejetor (3). Esta pressão é uma pressão intermediária entre o fluxo primário e secundário, chamada de pressão separadora ( $P_{sep}$ ). Com o intuito de simplificar o modelo sem perder a generalidade, algumas simplificações básicas relacionadas a performance do ejetor são descritas abaixo.

- O escoamento no interior do ejetor é unidimensional e ocorre sob regime permanente.
- Todos os componentes do sistema são bem isolados.
- O fluxo de líquido e vapor da mistura de fluido são assumidos como sendo um fluxo de equilíbrio homogêneo, exceto para o bocal motriz, onde um efeito metaestável é levado em consideração.
- Os fluidos primários e secundários entram no ejetor nas condições termodinâmicas de velocidade desprezível (condição de estagnação) nos pontos de estado (1) e (2), respectivamente.
- A velocidade da mistura na saída do difusor é considerada desprezível.
- O refrigerante sai do evaporador e condensador em estado de saturação.
- As perdas por atrito nos bocais e no difusor são definidas em termos de suas eficiências isentrópicas.
- Os fluxos motriz e de sucção atingem a mesma pressão na entrada da seção de mistura de área constante do ejetor. A pressão de mistura é maior do que a pressão do evaporador.
- O refrigerante do sistema é puro e sem contaminação de óleo.

**Figura 3.1:** Ejetor de mistura de área constante. a) Esquema diagrama  
b) Perfil de pressão c) Perfil de velocidade



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

### 3.1.1 Saída do bocal motriz

Segundo Iglesias (2012), é conveniente analisar separadamente o fenômeno do bloqueio (choking) do escoamento na garganta do bocal motriz e o cálculo do estado termodinâmico na saída do mesmo. Usando a definição de eficiência isentrópica do bocal motriz ( $\eta_{mn}$ ) a entalpia específica do fluido primário na saída do bocal motriz ( $h_{1b}$ ) pode ser calculada pela seguinte equação.

$$h_{1b} = h_1(1 - \eta_{mn}) + \eta_{mn}h_{1b,is} \quad (3.1)$$

$$h_{1b,is} = f(P_{1b}, s_1) \quad (3.2)$$

Em que ( $h_{1b,is}$ ) é a entalpia específica da corrente motriz no final do processo isentrópico de expansão no bocal primário, ( $h_1$ ) é a entalpia da corrente motriz na entrada do bocal, ( $P_{1b}$ ) é a pressão motriz da corrente na saída do bocal primário, e ( $s_1$ ) é a entropia da corrente motriz na entrada do bocal. Usando a equação de energia para o bocal motriz, a velocidade na saída do bocal  $U_{1b}$  pode ser calculada como.

$$U_{1b} = [2(h_1 - h_{1b})]^{0,5} \quad (3.3)$$

O fluxo de massa definido como  $G_{1b}$  na saída do bocal motriz pode ser calculado como:

$$G_{1b} = \rho_{1b}U_{1b} \quad (3.4)$$

Em que  $(\rho_{1b})$  é a densidade do fluido na saída do bocal motriz que é em função da contrapressão  $(P_{1b})$ .

A partir do princípio da conservação da massa, a área de seção transversal do fluxo motriz na entrada da seção de mistura do ejetor de área constante  $(a_{1b})$  é dada por:

$$a_{1b} = \frac{\dot{m}_{total}}{\rho_{1b}U_{1b}(1 + \omega)} \quad (3.5)$$

Em que  $(\omega)$  é a taxa de arrasto, que é razão da vazão de massa secundária  $(\dot{m}_s)$  e a vazão mássica primária  $(\dot{m}_p)$  e  $(\dot{m}_{total})$  é a vazão mássica total  $(\dot{m}_p + \dot{m}_s)$ . A vazão mássica primária através do bocal motriz, pode ser calculado como:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_{total}}{1 + \omega} \quad (3.6)$$

### 3.1.2 Bocal de sucção

Segundo Bilir e Ersoy (2009) em um ejetor real, a câmara de sucção é considerada um bocal de sucção para fluxo secundário. Semelhante para a análise do bocal motriz feita acima, as seguintes equações podem ser descritas para o bocal de sucção:

$$h_{2b} = h_2(1 - \eta_{sn}) + \eta_{sn}h_{2b,is} \quad (3.7)$$

$$h_{2b,is} = f(P_{2b}, s_2) \quad (3.8)$$

Em que  $(\eta_{sn})$  é a eficiência isentrópica do bocal de sucção.  $(h_{2b,is})$  é a entalpia específica da corrente secundaria no final do processo isentrópico de expansão no bocal de sucção,  $(h_2)$  é a entalpia da corrente secundaria na entrada do bocal de sucção,  $(P_{2b})$  é a pressão da corrente na saída do bocal de sucção, e  $(s_2)$  é a entropia da corrente secundaria na entrada do bocal de sucção.

Usando a equação de energia para o bocal de sucção, a velocidade na saída do bocal  $(U_{2b})$  pode ser calculada como:

$$U_{2b} = [2(h_2 - h_{2b})]^{0,5} \quad (3.9)$$

O fluxo de massa na saída do bocal de sucção pode ser calculado como:

$$G_{2b} = \rho_{2b} U_{2b} \quad (3.10)$$

Em que  $(\rho_{2b})$  é a densidade do fluido na saída do bocal de sucção em função da contrapressão  $(P_{2b})$ .

A partir do princípio da conservação da massa, a área de seção transversal do fluxo secundário na entrada da seção de mistura do ejetor de área constante  $(a_{2b})$  é dado por:

$$a_{2b} = \frac{\omega \dot{m}_{total} v_{2b}}{U_{1b}(1 + \omega)} \quad (3.11)$$

$$v_{2b} = f(P_{2b}, h_2) \quad (3.12)$$

Em que  $(v_{2b})$  e o volume específico na saída do bocal secundário. A vazão mássica secundária através do bocal de sucção, pode ser calculada como:

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{m}_{total} \omega}{1 + \omega} \quad (3.13)$$

### 3.1.3 Seção de mistura de área constante

Para modelar o processo de mistura dos escoamentos primário e secundário, define-se um novo volume de controle na seção de mistura de área constante. Aplicando o princípio da conservação da quantidade de movimento em uma seção de mistura de área constante, a velocidade  $(U_{3m})$  e o fluxo de massa  $(G_{3m})$  na saída da câmara de mistura são calculados a partir das seguintes equações

$$U_{3m} = \frac{P_b(a_{1b} + a_{2b})}{\dot{m}_{total}} + \frac{U_{1b}}{1 + \omega} + \frac{U_{2b}\omega}{1 + \omega} - \frac{P_{3m}a_{3m}}{\dot{m}_{total}} \quad (3.14)$$

$$G_{3m} = \rho_{3m} U_{3m} \quad (3.15)$$

Considerando-se que a mistura ocorra dentro da região de área constante, deve-se impor a igualdade onde  $(a_{3m})$  (a seção transversal da câmara de mistura), é o total da soma da área da seção transversal de saída do bocal motriz  $(a_{1b})$  e a área da seção transversal da saída bocal de sucção  $(a_{2b})$ , como visto na Figura 3.1.  $(a_{3m} = a_{1b} + a_{2b})$  e  $(P_b = P_{1b} = P_{2b})$ .

Aplicando o princípio da conservação da energia, a entalpia da corrente mista na saída da câmara de mistura pode ser encontrada:

$$h_{3m} = \frac{h_1 + \omega h_2}{1 + \omega} - \frac{U_{3m}^2}{2} \quad (3.16)$$

Para vazão de massa constante na saída da área da seção de mistura, a equação abaixo deve ser correspondida segundo Li e Groll (2005) e Sarkar (2008).

$$a_{3m} U_{3m} \rho_{3m} = \dot{m}_{total,calc} \quad (3.17)$$

### 3.1.4 Difusor

O difusor é a seção corresponde à desaceleração do fluido até a condição de estagnação, de modo que na modelagem desta seção a velocidade de descarga é considerada nula. Aplicando o princípio da conservação de energia em todo o ejetor, a entalpia específica do fluxo na saída do difusor ( $h_3$ ) pode ser encontrada.

$$h_3 = \frac{h_1 + \omega h_2}{1 + \omega} \quad (3.18)$$

Supondo-se um processo ideal de compressão isentrópica. A entalpia específica isentrópica na saída do difusor ( $h_{3,is}$ ) é dada como:

$$h_{3,is} = \eta_d (h_3 - h_{3m}) + h_{3m} \quad (3.19)$$

Onde ( $\eta_d$ ) é a eficiência isentrópica do difusor. O Título do fluido na saída do difusor ( $x_3$ ) é estimado usando a pressão de saída do difusor ( $P_3 = P_{sep}$ ), e a entalpia específica ( $h_3$ ).

$$x_3 = f(P_3, h_3) \quad (3.20)$$

Para manter o funcionamento do ciclo, o título do fluxo que sai do ejetor deve ser avaliado segundo o resultado tabelado do título da Eq. 3.20 e da Eq. 3.21. A equação pode ser descrita conforme Bilir e Ersoy (2008) e Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015).

$$x_3 = \frac{1}{1 + \omega} \quad (3.21)$$

### 3.1.5 Características desempenho

Quando o ejetor faz parte de um sistema de refrigeração de um único estágio, o coeficiente de desempenho do ejetor é avaliado em função da razão entre as vazões mássicas de fluido primário e secundário ( $\omega$ ), conforme mostrado nas seções anteriores.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3.22)$$

Entretanto, quando o ejetor faz parte de um sistema de refrigeração de um único estágio o coeficiente de desempenho do sistema COP é definido em termos da razão de entrada, conforme a equação abaixo:

$$COP_{ejetor} = \omega \frac{(h_0 - h_i)_{evaporador}}{(h_0 - h_i)_{compressor}} \quad (3.23)$$

### 3.1.6 Garganta do bocal motriz

Para a garganta do bocal motriz a análise segundo a suposição de homogeneidade transversal e equilíbrio termodinâmico desenvolvido por Kornhauser () não é correta, pois nesta região o refrigerante expande-se rapidamente em uma mistura líquido mais vapor em não-equilíbrio. Dessa forma, para o cálculo da área do bocal primário foi utilizada a hipótese de escoamento crítico, formulada por Henry e Fauske (1971), do qual considera o efeito metaestável que determina o fluxo de massa para essa condição e a área da seção transversal do bocal primário. Este modelo tem sido usado em muitos trabalhos experimentais e pode ser encontrado em Chaiwongsa e Wongwises (2007) e Disawas e Wongwises (2004) e Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) e Wongwises e Disawas (2005).

$$G_c^2 = \left[ \frac{x_0 v_{vt}}{\eta_t P_t} + (v_{vt} - v_{l0}) \left[ \frac{(1 - x_0) N ds_{lt}}{s_{vt} - s_{lt}} \frac{dP_t}{P_t} - \frac{x_0 c_{pvt} \left( \frac{1}{\eta_t} - \frac{1}{y} \right)}{P_t (s_{v0} - s_{l0})} \right] \right]^{-1} \quad (3.24)$$

$$(1 - x_0) v_{l0} (P_0 - P_t) + \frac{x_0 \gamma}{\gamma - 1} (p_0 V_{v0} - P_t v_{vt}) = \frac{[(1 - x_0) V_{l0} + x_0 V_{vt}]^2}{2} G_c^2 \quad (3.25)$$

Conforme demonstrado no trabalho de Henry e Fauske (1971) as entradas necessárias para o para calcular o fluxo de massa crítica na garganta do bocal se dá em função da pressão de estagnação ( $P_0$ ) e do título na entrada do bico ( $x_0$ ). Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) relata que para um sistema com ejetor a condição de estagnação é a condição na saída do condensador. Isso significa que a pressão de estagnação ( $P_0$ ) é a pressão

do condensador e o valor do título ( $x_0$ ) será zero, uma vez que o refrigerante deixa o condensador em saturação (Estado líquido). Portanto, o modelo de Henry e Fauske (1971) é função apenas da pressão do condensador. Os subscritos v, l e t denotam a sigla para vapor, líquido e garganta, respectivamente.

Onde ( $n_t$ ) é o expoente politrópico de equilíbrio térmico dado por :

$$n_t = \frac{\frac{(1-x_t)c_{plt}+1}{c_{plt}}}{\frac{(1-x_t)c_{plt}}{c_{plt}} + \frac{1}{\gamma}} \quad (3.26)$$

(N) é o parâmetro experimental que representa a mudança parcial de fase na garganta e pode ser calculado como:

$$N = \begin{pmatrix} x_t/0.14 & 0 < x_t < 0.14 \\ 1.0 & x_t > 0.14 \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

### 3.1.7 Projeto do ejetor

O bocal motriz, o bocal de sucção, a seção de mistura e o difusor são as partes principais do ejetor de fluxo bifásico. O projeto do ejetor visa determinar todos os diâmetros e comprimentos dessas seções.

O diâmetro da garganta do bocal motriz ( $D_{mn,t}$ ) pode ser estimado de acordo com a seguinte equação:

$$D_{mn,t} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_p}{\pi G_c}} \quad (3.28)$$

Resolvendo o conjunto das Eqs. 3.1 a 3.31 os diâmetros de saída do bocal motriz ( $D_{mn,e}$ ), saída do bocal de sucção diâmetro ( $D_{sn,e}$ ) e diâmetro de seção de área constante ( $D_{ms}$ ) são calculados nas áreas de seção transversal ótimas correspondentes. Esses diâmetros podem ser estimados como:

$$D_{mn,e} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_p}{\pi G_{1b}}} \quad (3.29)$$

$$D_{sn,e} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_s}{\pi G_{2b}}} \quad (3.30)$$

$$D_{ms} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{tot}}{\pi G_{3m}}} \quad (3.31)$$

## 3.2 Sistema de refrigeração em cascata modificado com ejetores (SRCME)

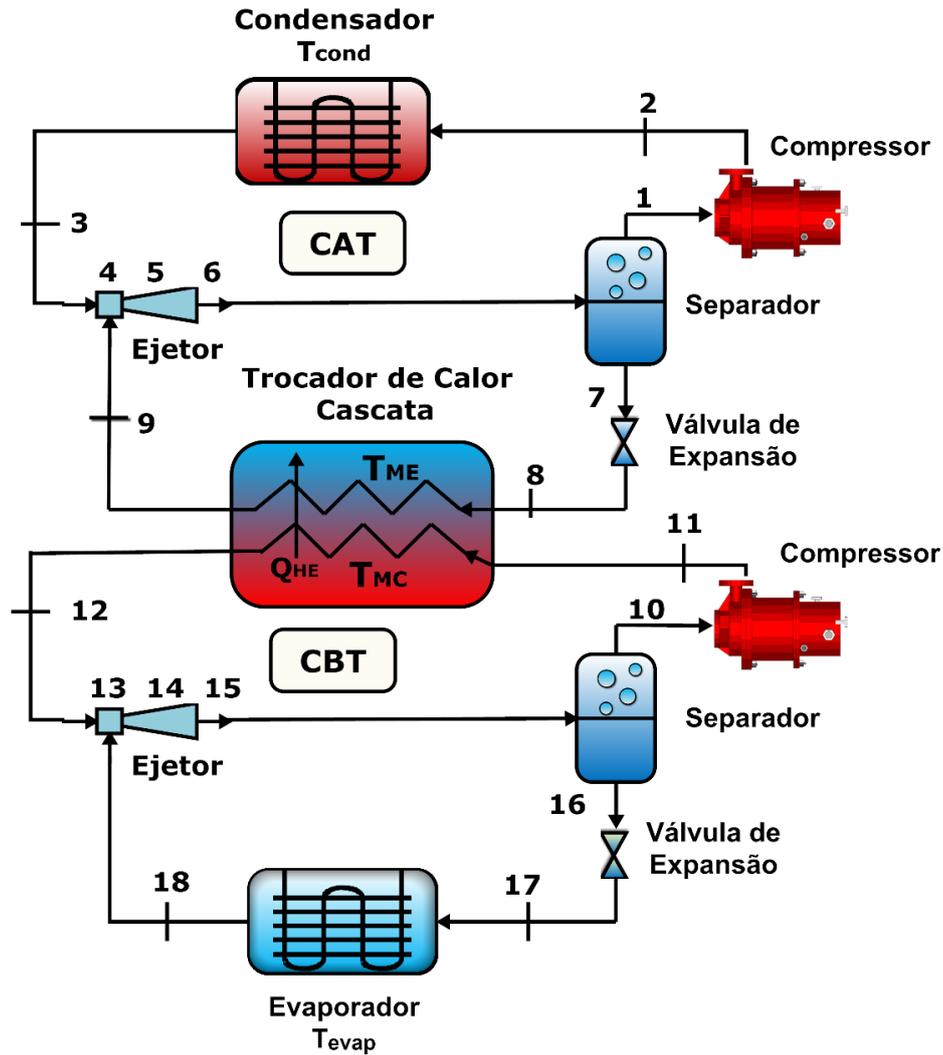
Uma vez alcançada a meta de reduzir as incertezas do modelo de simulação de ejetores, pode-se proceder à simulação de ciclos térmicos desta vez com enfoque em uma configuração em um (SRCME). A seguir é descrito o ciclo empregado e define-se os principais parâmetros da análise, bem como as equações básicas.

### 3.2.1 Descrição do ciclo

A figura 3.2 mostra um esquema correspondente ao ciclo de refrigeração em cascata com dois ejetores. O vapor saturado na saída do separador (ponto 1) entra no compressor a pressão ( $P_1$ ) no qual é comprimido à pressão de condensação ( $P_2$ ), o fluido comprimido então é resfriado no condensador até a temperatura de ( $T_3$ ). O fluido então entra no estado (3) a alta pressão e temperatura no bocal do ejetor e se expande. No estado (9) o vapor saturado proveniente do trocador de calor entra no ejetor a uma pressão ( $P_9$ ). Dentro do ejetor as duas correntes se misturam a uma pressão constante adquirindo a pressão final de acordo com estado (5). Ao final a mistura bifásica passa pelo difusor do qual recupera sua pressão ( $P_6$ ) no estado (6) saindo assim do ejetor e fluindo para o separador onde é separada para dois estados distintos estado (7) onde temos líquido saturado e vapor saturado. Enquanto o fluxo de líquido saturado entra na válvula de expansão convencional e se expande até a pressão no estado (8) do trocador, o vapor saturado é conduzido até o compressor completando o ciclo. O CBT sofre o mesmo processo, e na temperatura mais baixa ele troca sua energia térmica com o fluido do CAT no trocador de calor.

O ciclo proposto é descrito segundo o trabalho apresentado por Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014). O ciclo se apresenta como uma solução interessante, quando comparado com outras opções de refrigeração acionadas com ejetor. Conforme demonstrado por Ejemni, Nehdi e Kairouani (2012) a introdução de dois ejetores representa a melhor maneira de melhorar o desempenho do ciclo em cascata. Nas seções a seguir apresenta-se a metodologia de análise, desenvolvida conforme estabelecido por Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014) e os resultados obtidos são comparados conforme a literatura .

Figura 3.2: Sistema de refrigeração em cascata com ejetores (SRCE).



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

### 3.2.2 Análise energética

Na presente análise, admite-se que o sistema opere em regime permanente. As perdas de pressão e de calor nas tubulações não são consideradas. As equações de conservação da energia de cada componente são apresentadas a seguir, menos para os ejetores que são adaptadas segundo as equações 3.1 a 3.31 apresentadas anteriormente e não serão descritas de forma redundante nesta seção. Para o compressor do ciclo de alta temperatura (CAT) a equação do trabalho de entrada ( $\dot{W}_{CAT}$ ) pode ser descrita como.

$$\dot{W}_{CAT} = \frac{\dot{m}_{P_{CAT}}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{CAT}} \quad (3.32)$$

Onde, ( $\dot{m}_{P_{CAT}}$ ) é a vazão massa primária do CAT, ( $h_{2s}$ ) é a entalpia isentrópica

na saída do compressor,  $(h_1)$  é a entalpia na entrada do compressor e  $(\eta_{CAT})$  representa a eficiência adiabática do compressor. Para o trabalho de entrada do compressor do ciclo de baixa temperatura CBT ( $\dot{W}_{CBT}$ ) temos a mesma suposição usada anteriormente:

$$\dot{W}_{CBT} = \frac{\dot{m}_{PCBT}(h_{11s} - h_{10})}{\eta_{CBT}} \quad (3.33)$$

A eficiência adiabática do compressor do CAT é determinada segundo Brunin, Feidt e Hivet (1997) onde:

$$\eta_{CAT} = 0.874 - 0.0135 \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (3.34)$$

$$\eta_{CAT} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.35)$$

a mesma forma a eficiência adiabática do compressor do CBT é determinada conforme Brunin, Feidt e Hivet (1997).

$$\eta_{CBT} = 0.874 - 0.0135 \left( \frac{P_{11}}{P_{10}} \right) \quad (3.36)$$

$$\eta_{CBT} = \frac{h_{11s} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}} \quad (3.37)$$

Considerando o refrigerante de saída do condensador no estado líquido saturado, a taxa de transferência de calor para o condensador pode ser expressa com base na fração mássica primária no CAT.

$$Q_{Cond} = \dot{m}_{PCAT}(h_2 - h_3) \quad (3.38)$$

azendo o balanço energético considerando o processo para a válvula de expansão isentálpico no CAT.

$$h_7 = h_8 \quad (3.39)$$

Para a válvula de expansão do CBT considerando o processo isentálpico.

$$h_{16} = h_{17} \quad (3.40)$$

A taxa de transferência de calor do trocador intermediário pode ser obtida com base em especificações da vazão mássica da mistura e entalpia na entrada e saída do trocador. Para o condensador no trocador do CBT.

$$Q_{hex,MC} = \dot{m}_{PCBT}(h_{11} - h_{12}) \quad (3.41)$$

Para o evaporador no trocador intermediário do CAT a taxa de transferência de calor.

$$Q_{hex,ME} = Q_{hex,MC}(\eta_{hex}) \quad (3.42)$$

A eficiência do trocador de calor em cascata pode ser definida como segue:

$$\eta_{hex} = \frac{Q_{hex,ME}}{Q_{hex,MC}} \quad (3.43)$$

Para uma dada capacidade de resfriamento com base no fluxo de massa secundaria no CBT temos:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{SCBT}(h_{18} - h_{17}) \quad (3.44)$$

O desempenho do sistema é avaliado pelo coeficiente de COP de desempenho, que é a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência absorvida pelo compressor. Consequentemente para o ciclo de alta temperatura.

$$COP_{CAT} = \frac{Q_{hex,ME}}{W_{CAT}} \quad (3.45)$$

Analogamente para o ciclo de baixa temperatura.

$$COP_{CBT} = \frac{Q_{evap}}{W_{CBT}} \quad (3.46)$$

O COP do ciclo em cascata é definido como segue:

$$COP_{total} = \frac{Q_{evap}}{W_{CAT} + W_{CBT}} \quad (3.47)$$

### 3.2.3 Análise exérgica

Em ciclos de refrigeração ou de potência, a análise exérgica é de suma importância para determinar as irreversibilidades do sistema. Isso porque a análise exérgica permite avaliar a intensidade da irreversibilidade em cada componente bem como em todo o sistema. Assumindo que as exergias cinéticas e potenciais possam ser desprezadas, a exergia física pode ser expressa segundo Bejan (2016), Kotas (2012). Onde, a exergia física é igual

à quantidade máxima de trabalho que pode ser obtida, quando o fluxo da substância é trazido de seu estado inicial para o estado ambiental. Assim a seguinte equação envolve apenas a interação térmica com o ambiente.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s_{ger}) \quad (3.48)$$

O trabalho perdido dentro do próprio volume de controle pode ser expresso pelo teorema de Gouy-Stodola conforme Reini e Casisi (2020).

$$I = T_0(s_{ger}) \quad (3.49)$$

Portanto, para cada componente individual as equações de taxa de destruição de exergia com base na taxa de fluxo mássico da mistura, pode ser descrita para um ciclo de refrigeração em cascata com dispositivo ejetor segundo Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014).

Para os compressores do CAT e CBT temos as seguintes equações:

$$I_{comp(CAT)} = \frac{\dot{m}_6}{\omega_{CAT} + 1} [T_0(S_2 - S_1)] \quad (3.50)$$

$$I_{comp(CBT)} = \frac{\dot{m}_{15}}{\omega_{CBT} + 1} [T_0(S_{11} - S_{10})] \quad (3.51)$$

Para o condensador no CAT temos a seguinte equação:

$$I_{cond} = \frac{\dot{m}_6}{\omega_{CAT} + 1} [(h_2 - h_3) - [T_0(S_2 - S_3)]] \quad (3.52)$$

As equações dos ejetores do CAT e CBT é descrita conforme Yari (2009) Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014).

$$I_{ejetor(CAT)} = \dot{m}_6 T_0 \left[ s_6 - s_3 \frac{1}{\omega_{CAT} + 1} - s_9 \frac{\omega_{CAT}}{\omega_{CAT} + 1} \right] \quad (3.53)$$

$$I_{ejetor(CBT)} = \dot{m}_{15} T_0 \left[ s_{15} - s_{12} \frac{1}{\omega_{CBT} + 1} - s_{18} \frac{\omega_{CBT}}{\omega_{CBT} + 1} \right] \quad (3.54)$$

Para o dispositivo de expansão do CAT e CBT temos:

$$I_{exp(CAT)} = \frac{\dot{m}_6 \omega_{CAT}}{\omega_{CAT} + 1} T_0 [(S_8 - S_7)] \quad (3.55)$$

$$I_{exp(CBT)} = \frac{\dot{m}_{15} \omega_{CBT}}{\omega_{CBT} + 1} T_0 [(S_{17} - S_{16})] \quad (3.56)$$

Para o trocador de calor cascata:

$$I_{HEX} = \frac{\dot{m}_6 \omega_{CAT}}{\omega_{CAT} + 1} [(h_8 - h_9) - T_0(S_8 - S_9)] + \frac{\dot{m}_{15}}{\omega_{CBT} + 1} [(h_{11} - h_{12}) - T_0(S_{11} - S_{12})] \quad (3.57)$$

A equação para o evaporador no CBT segue abaixo:

$$I_{evap} = \frac{\dot{m}_{15} \omega_{CBT}}{\omega_{CBT} + 1} T_0 \left[ (S_{18} - S_{17}) + \left( \frac{h_{17} - h_{18}}{T_r} \right) \right] \quad (3.58)$$

A taxa de exergia destruída total do ciclo se dá pela somatória de todas taxas de exergia destruída em cada componente do ciclo. A equação abaixo descreve o modelo matemático.

$$I_{TOTAL} = I_{comp(CAT)} + I_{comp(CBT)} + I_{cond} + I_{ejetor(CAT)} + I_{ejetor(CBT)} + I_{exp(CAT)} + I_{exp(CBT)} + I_{HEX} + I_{evap} \quad (3.59)$$

### 3.3 Método de Otimização

Embora as abordagens combinadas de análise energética e análise exérgica forneçam um discernimento da interação dos parâmetros do projeto, elas não apresentam os detalhes dos parâmetros otimizados do projeto. Posto isto, existe uma combinação ótima para quatro parâmetros listados abaixo em diferentes condições de operação, que devem ser otimizados globalmente para comparar o desempenho do ciclo cascata com ejetor nas condições de operação otimizadas. O algoritmo utilizado neste trabalho para a otimização é por enxame de partículas (PSO). Este é um método avançado de busca de multivariáveis ótimas de uma função objetivo sob condições restritas e irrestritas. Segundo Li, Bai e Yu (2023) o algoritmo PSO foi proposto pela primeira vez por Kennedy e Eberhart (1995), e é baseado nos comportamentos sociais de bandos de pássaros ou cardumes de peixes. A implementação do algoritmo PSO tem vários benefícios, como alta precisão e convergência rápida. O PSO também possui poucas variáveis definidas pelo usuário, permitindo que seja convenientemente implementado para fins de otimização.

O PSO inicia com uma população de soluções gerada aleatoriamente com distribuição uniforme. Dentro do algoritmo é atribuída uma velocidade aleatória onde as partículas (soluções ideias) são conduzidas pelo espaço de busca do problema. As partículas armazenam o seu melhor valor da função (fitness) denominada por (pBest) (versão local). Um outro melhor valor é acompanhado pela versão global (gBest), onde de alguma partícula

que compõem a população é obtida sua localização. Segundo Pereira (2011) o PSO muda a velocidade de cada partícula a cada interação em busca das localizações do pBest e do gBest. Um termo de forma aleatória define a rapidez do procedimento de busca, sendo vinculado este de forma separada as localizações do pBest e do gBest.

Neste algoritmo as partículas compartilham informações e qualquer partícula sabe qual é a melhor posição visitada por qualquer outra partícula do enxame. A formulação básica proposta por Kennedy e Eberhart (1995) é mostrada nas equações abaixo. Onde, cada partícula tem uma posição.

$$x_{i,d}(it + 1) = x_{i,d}(it) + v_{i,d}(it + 1) \quad (3.60)$$

Cada partícula é movida adicionando a velocidade à posição atual segundo a equação abaixo.

$$v_{i,d}(it + 1) = v_{i,d}(it) + C_1 * Rnd(0,1) * [pb_{i,d}(it) - x_{i,d}(it)] + C_2 * Rnd(0,1) * [(gb_d(it) - x_{i,d}(it))] \quad (3.61)$$

Cada termo da equação 3.61 pode ser compreendido da seguinte forma:

- (*i*) Índice da partícula, utilizado como identificador da partícula.
- (*d*) Dimensão sendo considerada, cada partícula tem uma posição e uma velocidade para cada dimensão.
- (*it*) Número da iteração.
- ( $x_{i,d}$ ) Posição da partícula *i* na dimensão *d*.
- ( $v_{i,d}$ ) Posição da partícula *i* na dimensão *d*.
- ( $v_{i,d}$ ) Velocidade da partícula *i* na dimensão *d*.
- ( $C_1$ ) Constante de aceleração para o componente cognitivo.
- ( $C_2$ ) Constante de aceleração para o componente social.
- (*Rnd*) Componente estocástico do algoritmo, um valor aleatório entre 0 e 1.

- $(pb_{i,d})$  Local na dimensão  $d$  com a melhor qualidade de todos os locais visitados naquela dimensão da partícula  $i$ .
- $(gb_d)$  Local na dimensão  $d$  com o melhor ajuste entre todos os locais visitados naquela dimensão de todas as partículas.

Em relação à atualização de velocidade (equação 3.61) observe que ela resulta da soma de diferentes componentes, cada um com um significado específico. Conforme Hassanien e Gaber (2017) na primeira parte é demonstrado a componente de momento, que é a velocidade anterior. Na segunda parte da equação a componente cognitiva, que depende muito da distância atual da partícula para a melhor posição que já visitou. E na terceira parte a componente social que depende muito da distância da partícula para a melhor posição onde qualquer uma das partículas do enxame já esteve. Segundo Pereira (2011) estes parâmetros são usualmente ajustados por heurísticas de tentativa e erro. O tamanho da população também é selecionado dependendo do problema.

# 4 Resultados

---

## 4.0.1 Solução das equações do ejetor de mistura de área-constante (CAM)

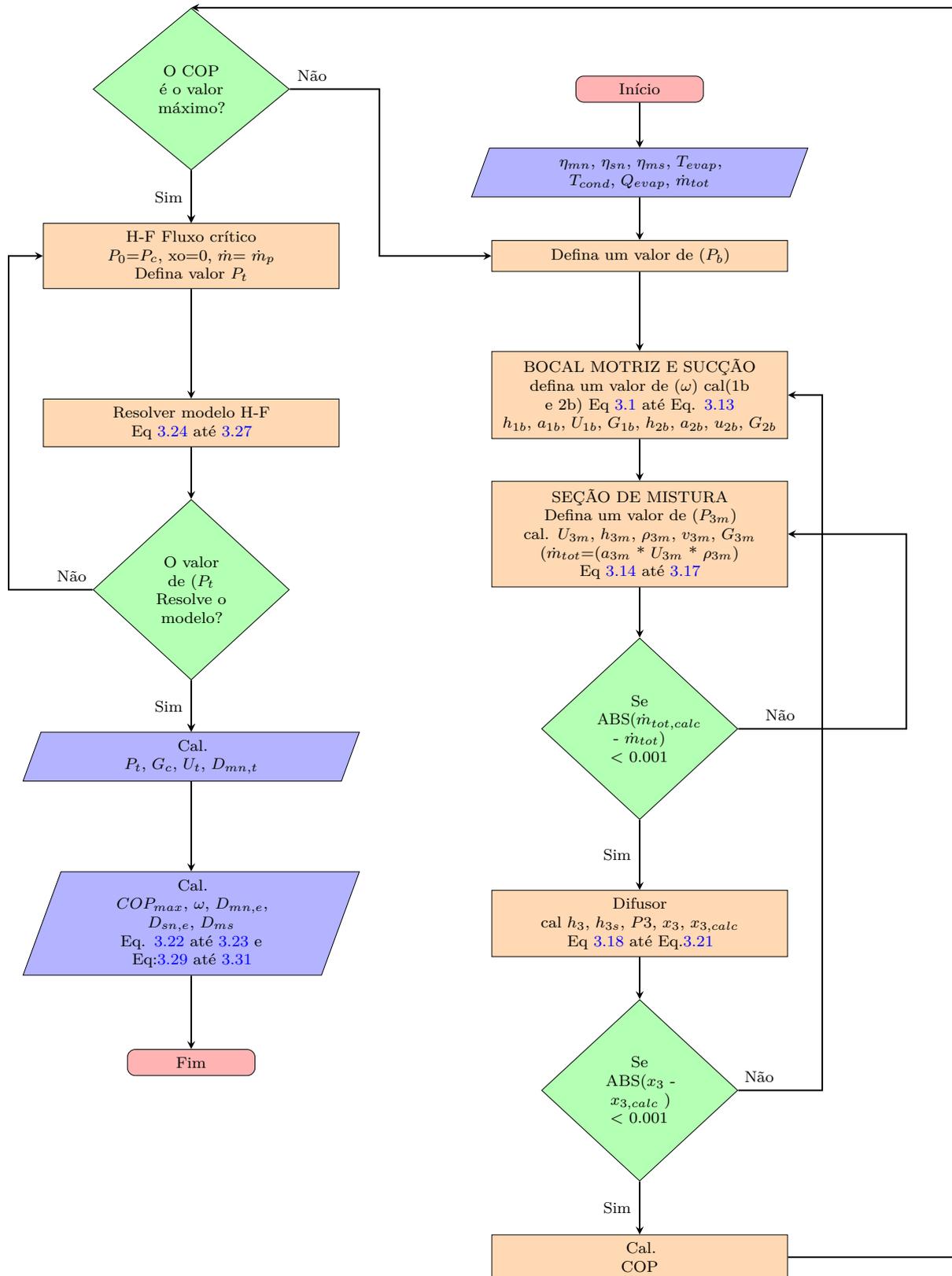
As equações apresentadas nas seções anteriores podem ser usadas para um sistema de refrigeração com ejetor expensor comumente apresentado na maioria das publicações de modelos de ejetores, como o modelo apresentado por Bilir e Ersoy (2008) e Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) e Li e Groll (2005). O procedimento a seguir, descrito por Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015), pode ser usado para determinar a resolução das equações conforme a figura 4.1.

Os dados de entrada para a simulação do programa são as temperaturas de evaporação e condensação, eficiência do bocal motriz, bocal de sucção e difusor capacidade de resfriamento do sistema. Além disso, as propriedades termodinâmica e de transporte do refrigerante são necessárias para cálculo. Através das interações feitas, o programa calcula o diâmetro da garganta do bocal motriz, o diâmetro de saída do bocal motriz, o diâmetro do bocal de sucção e o diâmetro da seção de mistura. Também calcula as características de desempenho do sistema.

## 4.0.2 Resultados para o ejetor de mistura de área constante (CAM)

Afim de validar o modelo aqui proposto, foram desenvolvidas simulações considerando-se as condições de operação dos ejetores analisados nas referências utilizadas. Os sistemas de equações foram resolvidos através do software MatLab utilizando um link do software REFPROP Lemmon et al. (2010) do qual possui uma extensa biblioteca de propriedades termodinâmicas e termo físicas. Os resultados fornecidos pelo modelo foram comparados com os resultados coletado do autor Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015) utilizando o R134a como fluido refrigerante, visto que as previsões do modelo atual estão muito próximo

Figura 4.1: Fluxograma da simulação do programa ejetor



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

dos dados experimentais de Ersoy e Sag (2014). A efetividade do modelo é avaliada em termos do erro relativo (ER) definido como segue. IGLESIAS (2012).

$$E_R = \frac{X_{Mod} - X_{Relat}}{X_{Relat}} \times 100 \quad (4.1)$$

Onde ( $X_{relat}$ ) e ( $X_{Mod}$ ) representam os dados relatados na literatura e os resultados obtidos da modelagem, respectivamente.

As eficiências isentrópicas do bocal, difusor e câmara de sucção são definidas usando os mesmos valores numéricos empregados no modelo unidimensional, sendo elas igual a 0,75. Foram considerados as temperaturas de evaporação definida em três intervalos de  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $10^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$  e capacidade de resfriamento do sistema de 10 kW para ser os dados de entrada no programa de simulação. A tabela 4.1 apresenta os valores dos resultados do presente modelo com base na taxa de arrasto e nos diâmetros de saída comparados com os dados apresentados por Hassanain, Elgendy e Fatouh (2015).

As previsões do modelo simulado estão muito próximas dos dados relatado pelo autor. Em relação à taxa de arrasto do sistema, os erros do modelo apresentados em relação aos dados obtidos da literatura são de 0,30%, 0,55% e 0,12% para as temperaturas de  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  e  $10^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Com relação aos valores dos diâmetros o maior desvio relativo encontrado foi para o diâmetro da garganta do bocal motriz, utilizando a temperatura de evaporação de  $10^{\circ}\text{C}$  sendo o maior valor obtido de 1,73%. Por isso, o presente modelo pode ser usado para dimensionar o ejetor e prever as características de desempenho do sistema.

### 4.0.3 Solução das equações para o SRCME

As equações de 3.32 a 3.59 foram implementadas no ambiente MatLab para o ciclo de refrigeração em cascata com ejetor, utilizando o  $NH_3$  como fluido de trabalho no CAT e o  $CO_2$  como fluido de trabalho no CBT. O ejetor do CAT e CBT são modelados conforme as equações 3.1 a 3.31 apresentado anteriormente. As propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho são avaliadas considerando as equações de estado, da base de dados de referência da biblioteca NIST REFPROP 9. A fim de validar o modelo proposto, adota-se um caso de referência estabelecendo as condições de operação apresentadas na tabela 4.2.

**Tabela 4.1:** Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015).

	$T_{evap} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{evap} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$T_{evap} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$				
	Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015)	Trabalho Presente	Er (%)	Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015)	Trabalho Presente	Er (%)	Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015)	Trabalho Presente	Er (%)
$\omega$ [-]	0,688	0,690	0,30	0,736	0,740	0,55	0,789	0,790	0,12
$P_{sep}$ [kPa]	230,5	230,5	0,00	320,4	322,8	0,75	437,1	437,19	0,02
$D_{mn,t}$ [mm]	2,215	2,237	0,98	2,174	2,204	1,37	2,136	2,173	1,73
$D_{mn,e}$ [mm]	5,611	5,586	0,44	4,671	4,679	0,17	3,960	3,983	0,56
$D_{sn,e}$ [mm]	11,663	11,764	0,86	10,806	10,796	-0,09	10,412	10,357	-0,53
$D_{ms}$ [mm]	12,891	13,077	1,44	11,725	11,815	0,77	11,0953	11,1430	0,43
$\dot{m}_{total}$ [ $\frac{kg}{s}$ ]	0,122	0,121	-0,92	0,12082	0,1208	-0,02	0,12017	0,1208	0,52

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

**Tabela 4.2:** Valores dos parâmetros de entrada assumido no modelo de simulação de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014)

Parâmetros	Valores	Unidade
$T_{EVAP}$	-50	°C
$T_{COND}$	35	°C
$T_r$	$T_E + 5$	°C
$T_0$	25	°C
$T_{ME}$	-15	°C
$Q_{EVAP}$	175	Kw
$\eta_d$	0,8	-
$\eta_{sn}$	0,8	-
$\eta_{mn}$	0,8	-
$\eta_{HEX}$	0,95	-
$\Delta T$	5	-

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

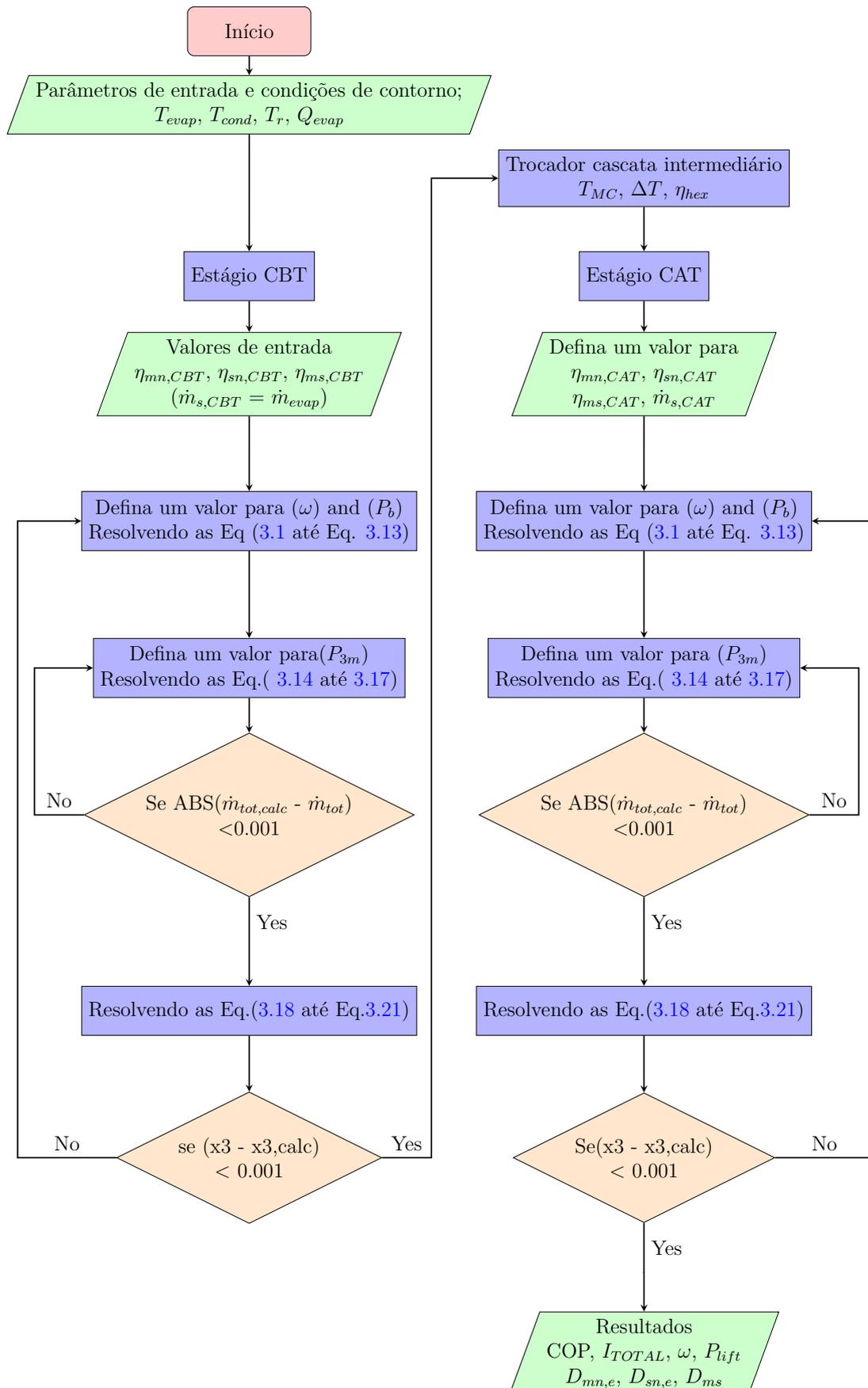
#### 4.0.4 Resultados para o SRCME

O modelo da simulação, os parâmetros operacionais e de projeto no ciclo de refrigeração em cascata com ejetor são considerados exatamente o mesmo relatado na literatura. O modelo termodinâmico é avaliado usando os dados teóricos publicados anteriormente. O Fluxograma 4.2 descreve o método de solução do modelo. A tabela 4.3 mostra os resultados com base nas variáveis de desempenho considerando os ciclos de alta (CAT) e baixa (CBT) sendo elas:

$$T_{\text{cond}} = 35^{\circ}\text{C}, \quad T_{\text{evap}} = -50^{\circ}\text{C}, \quad T_{ME} = -15^{\circ}\text{C}, \quad \Delta T = 5^{\circ}\text{C}, \quad Q_{\text{evap}} = 175 \text{ kW}$$

Os resultados da validação mostrados na tabela 4.3 mostram a tendência da variação dos parâmetros de operação dos circuitos de alta e baixa temperatura e os resultados entre os modelos simulados e encontrados na literatura do qual indicam uma boa concordância entre eles. O maior erro relativo foi encontrado para a vazão mássica secundária do ciclo de alta temperatura (CAT) em 6,34%. Deve se levar em conta as incertezas relativas ao modelo utilizado do ejetor, visto que o autor se baseia na metodologia de análise de pressão constante para a modelagem de ambos ejetores no ciclo de alta e baixa temperatura e o presente modelo é simulado utilizando o modelo de área constante proposto por Hassanain, Elgandy e Fatouh (2015). Isso concorda razoavelmente com o trabalhos de Seckin (2017)

Figura 4.2: Fluxograma da simulação do SRCE



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

e Tashtoush, Alshare e Al-Rifai (2015). E pode ser visto a partir dos valores numéricos fornecidos na tabela 4.3 que os valores de  $(P_{sep})$ ,  $(P_{lift})$  e  $(\omega)$  são maiores para o sistema simulado com ejetores de pressão constante. Assim, a validade do modelo matemático é confirmada.

**Tabela 4.3:** Comparação dos resultados do presente modelo com os resultados teóricos de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014).

Parâmetro		Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014)	Trabalho Presente	Er (%)
$\omega_{CBT}$	[-]	0,76	0,75	-1,19
$\omega_{CAT}$	[-]	0,83	0,81	-2,44
$P_{lift,CAT}$	[kPa]	1,05	1,00	-4,89
$P_{lift,CBT}$	[kPa]	1,04	1,00	-3,82
$\dot{m}_{p,CBT}$	$[\frac{kg}{s}]$	0,681	0,684	0,39
$\dot{m}_{s,CBT}$	$[\frac{kg}{s}]$	0,5186	0,515	-0,67
$\dot{m}_{p,CAT}$	$[\frac{kg}{s}]$	0,2173	0,209	-3,88
$\dot{m}_{s,CAT}$	$[\frac{kg}{s}]$	0,1793	0,168	-6,34
$P_{sep,CBT}$	[kPa]	713,7	683,68	-4,21
$P_{sep,CAT}$	[kPa]	244,5	236,37	-3,33

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

#### 4.0.5 Otimização para diferentes cargas de refrigeração

Com o algoritmo do PSO os parâmetros ótimos de operação são obtidos através da minimização da função objetivo destruição de exergia total no sistema. Assim é possível encontrar o COP máximo otimizado. A função objetivo dada pela equação abaixo.

$$f(x) = I_{TOTAL} = f(T_{cond}, T_{evap}, T_{MC}, \Delta T) \quad (4.2)$$

Foram selecionados quatro parâmetros independentes como variáveis de decisão para o procedimento de otimização. A tabela 4.4 lista as condições utilizadas como limite inferior e limite superior ajustados no algoritmo PSO. Esses parâmetros são as

temperaturas de condensação ( $T_{cond}$ ), temperatura de evaporação ( $T_{evap}$ ) temperatura do trocador cascata ( $T_{MC}$ ) e diferença de temperatura no trocador cascata ( $\Delta T$ )

**Tabela 4.4:** Parâmetros de ajuste e alcance das variáveis

Parâmetro	Alcance	Unidade
$T_{evap}$	$-55 \leq T_e \leq -45$	°C
$T_{cond}$	$30 \leq T_c \leq 40$	°C
$T_{MC}$	$-10 \leq T_{MC} \leq 25$	°C
$\Delta T$	$3 \leq \Delta T \leq 7$	°C

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

As configurações dos parâmetros de otimização do algoritmo PSO utilizado nesta pesquisa estão listados na Tabela 4.5. Essas variáveis incluem o número de iterações, número de partículas e as constantes sociais e cognitivas, que devem ser selecionados cuidadosamente para reduzir o tempo de convergência e melhorar o desempenho da otimização. Segundo Garcia, Schardong e Porto (2009) ( $C_1$ ) e ( $C_2$ ) são constantes que variam de 1,5 a 2,0, com a soma menor que 4. O algoritmo PSO empregado para este trabalho possui quatro parâmetros de ajuste: o número máximo de iterações (25,0), o tamanho da população (25,0) e as duas constantes de valor (2,0) para cada.

**Tabela 4.5:** Parâmetros de ajuste do algoritmo PSO

Parâmetro	Valores
Número de Partículas	25
Número de Interações	25
Constante Social	2
Constante Cognitiva	2

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

Para otimização do sistema em cascata com os ejetores bifásicos, foram modeladas diversas situações com o objetivo de analisar a influência que alguns parâmetros têm

sobre as irreversibilidades do ciclo. Primeiramente, a carga de refrigeração ( $Q_{EVAP}$ ) é variada, enquanto que os demais parâmetros, apresentados na tabela 4.6, foram mantidos constantes. O fluxograma 4.3 demonstra o procedimento de resolução do algoritmo PSO .

**Tabela 4.6:** Parâmetros de ajuste de otimização para diferentes cargas de refrigeração.

Parâmetros	Valores	Unidade
$Q_{EVAP}$	50, 100, 150, 200	kW
$\eta_{d,CBT}$	0.8	-
$\eta_{sn,CBT}$	0.8	-
$\eta_{mn,CBT}$	0.8	-
$\eta_{d,CAT}$	0.85	-
$\eta_{sn,CAT}$	0.85	-
$\eta_{mn,CAT}$	0.85	-

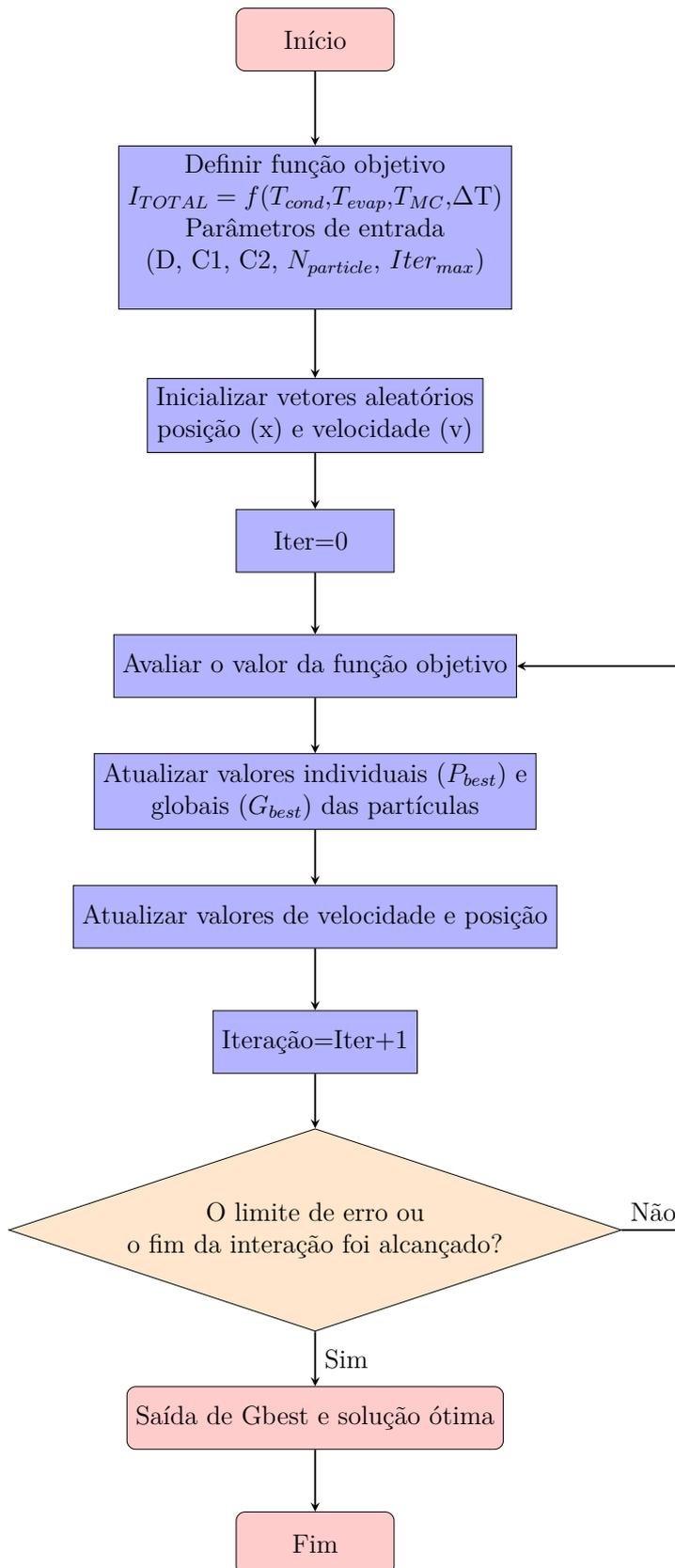
Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

No CAT os refrigerantes utilizados foram o  $R1234ze(E)$ ,  $R290$ ,  $NH_3$  e o  $R1234yf$ . É importante salientar que estes fluidos possuem zero ODP (Potencial de destruição de Ozônio) e uma taxa de GWP (Potencial de Aquecimento Global) menor que 20, sendo uma boa resposta à preocupação ambiental. Cabe ressaltar que o  $R290$  e o  $R1234yf$  são inflamáveis, enquanto o  $NH_3$  é tóxico, exigindo uma atenção especial para aplicações práticas. Contudo, este trabalho concentra-se na análise da combinação de pares ideais para o sistema, sem abordar detalhadamente as considerações práticas relacionadas aos riscos de inflamabilidade ou toxicidade. No CAT supõem-se que o ejetor do ciclo tenha as seguintes eficiências:  $\eta_{mn,CAT} = \eta_{sn,CAT} = \eta_{d,CAT} = 0,85$  do qual foram selecionadas motivadas pelas avaliações da literatura de Bilir e Ersoy (2009) e Khosravi, Koury e Machado (2018) e LI et al. e Sarkar (2009) e Yapıcı e Ersoy (2005).

Para o CBT o ( $CO_2$ ) foi o fluido escolhido, visto que uma gama de estudos em ciclos de refrigeração em cascata utiliza deste refrigerante, sendo uma tecnologia validada. A eficiência para o CBT tem o seguinte valor:  $\eta_{mn,CBT} = \eta_{sn,CBT} = \eta_{d,CBT} = 0,80$  segundo a literatura de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014) e Deng et al. (2007) e Elbel e Hrnjak (2008) e Sarkar (2008).

Os resultados apresentados na figura 4.4 foram obtidos minimizando-se a exergia destruída total do sistema. Análisisando os resultados, podemos concluir que à medida que a carga de refrigeração aumenta as irreversibilidades também tendem a aumentar

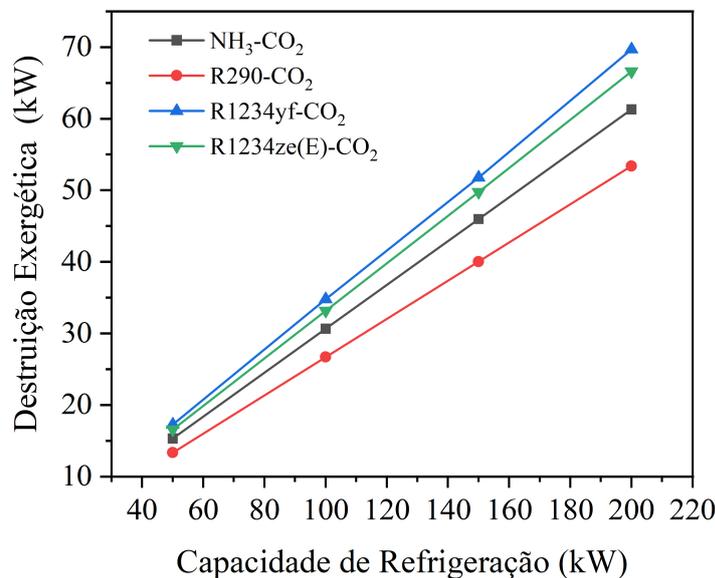
Figura 4.3: Fluxograma do algoritmo de otimização PSO.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

significativamente no sistema. A destruição exergética está ligada a certas características e propriedades térmicas dos fluidos dentro do sistema quando estes atuam em certas faixas de temperatura. Dentre os refrigerantes utilizados o par que apresentou maior taxa de destruição exergética no sistema foi o  $R1234yf-CO_2$ , seguido pelos pares  $R1234ze(E)-CO_2$ ,  $NH_3-CO_2$  e  $R290-CO_2$  para todas as cargas de refrigeração simuladas. Para os valores otimizados, o COP máximo corresponde as temperaturas de  $T_{cond} = 30^\circ C$ ,  $T_{evap} = -45^\circ C$ ,  $T_{MC} = -10^\circ C$  e  $\Delta T = 3^\circ C$  para todas as cargas de refrigeração simuladas.

**Figura 4.4:** Efeito da capacidade de refrigeração na destruição da exergética total.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

O Coeficiente de Performance (COP) máximo, conforme apresentado na Tabela 4.7, permanece constante mesmo diante da variação na capacidade de refrigeração nas condições otimizadas. Essa estabilidade é atribuída às condições operacionais fixas, onde ocorre um aumento no fluxo de massa do refrigerante no evaporador para equilibrar o sistema. Esse aumento simultâneo no fluxo que passa pelo condensador implica em uma taxa de entrada mais elevada no compressor. Em decorrência desse resultado, observa-se um aumento no trabalho de compressão e no consumo quando a carga de refrigeração aumenta, como evidenciado na Tabela 4.8.

Apesar de o par  $R290-CO_2$  apresentar a menor taxa de destruição exergética total, conforme evidenciado na Figura 4.4, o sistema otimizado revelou o mais elevado COP

ao utilizar o par  $NH_3-CO_2$ . Isso ocorre devido à capacidade superior da  $NH_3$  de gerar uma taxa de arrasto ( $\omega$ ) maior no ejetor do CAT, resultando em um menor consumo de potência no compressor para uma dada capacidade de refrigeração. Os resultados também indicam que o peso molecular do fluido  $NH_3$  é o menor encontrado, enquanto  $R123yf$  e  $R1234ze(E)$  apresentam os maiores pesos moleculares. Essa característica é crucial, pois o menor peso molecular da amônia facilita a compressão, demandando menos trabalho do compressor para atingir uma capacidade volumétrica específica. Isso contribui significativamente para o desempenho otimizado do sistema em cascata, resultando em um COP mais elevado.

**Tabela 4.7:** Máximo COP e Taxa de arrasto otimizados no sistema de refrigeração em cascata com ejetor.

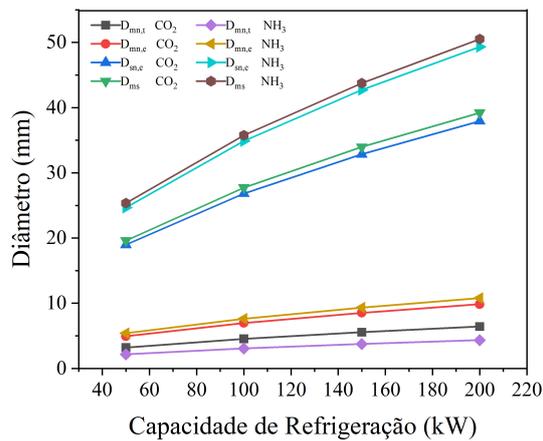
Refrigerantes	$COP_{max}$	$\omega_{CAT}$
$NH_3-CO_2$	1,81	0,829
R290- $CO_2$	1,78	0,702
R1234ze(E)- $CO_2$	1,77	0,653
R1234yf- $CO_2$	1,74	0,687

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

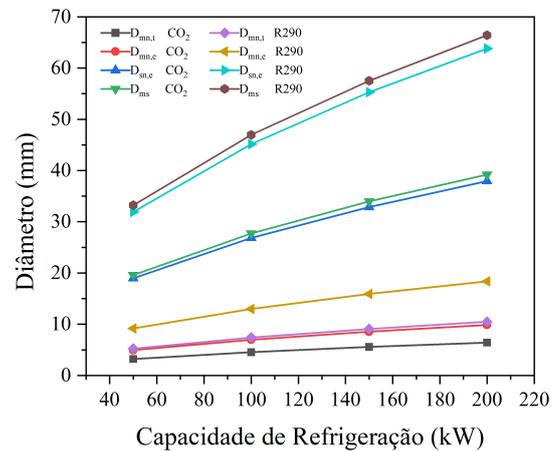
Posteriormente, uma análise metódica dos parâmetros de desempenho de um sistema de refrigeração foi conduzida, com foco na relação entre a capacidade de refrigeração e os diâmetros da garganta motriz, saída motriz, saída secundária e mistura. As Figuras 4.5a, 4.5b, 4.5c e 4.5d mostram a variação dos diâmetros do ejetor à medida que a capacidade de refrigeração varia de 50 para 200 quilowatts. Os resultados identificaram que uma mudança nos valores dos diâmetros da garganta do bocal motriz ( $D_{mn,t}$ ), saída do bocal motriz ( $D_{mn,e}$ ), saída do bocal de sucção ( $D_{sn,e}$ ) e diâmetro de seção de área constante ( $D_{ms}$ ) é diretamente proporcional ao aumento da capacidade de refrigeração; ou seja, quando a capacidade de refrigeração aumenta, todos os diâmetros aumentam. O fato é que a taxa de fluxo de massa secundária e primária aumentam para atender as condições de operação ótima. Conseqüentemente os diâmetros da garganta motriz, saída motriz, saída secundária e mistura tendem a aumentar, pois estes são diretamente proporcionais a vazão mássica do sistema. Isso demonstra a forte influência que a capacidade de refrigeração tem na geometria dos ejetores, tanto no CAT quanto no CBT. a taxa de arrasto se manteve

constante, visto que a mesma é obtida em função das condições de operação que são constantes em todos os casos otimizados.

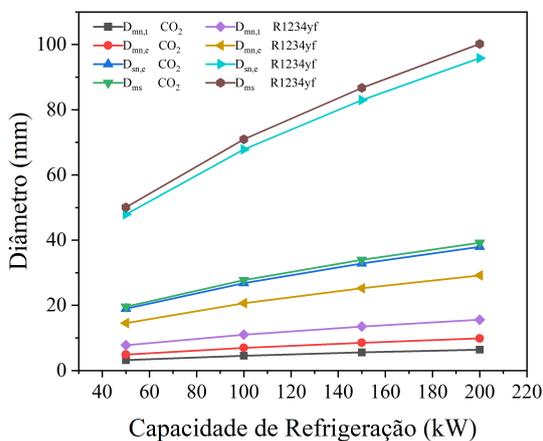
**Figura 4.5:** Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor em diferentes sistemas.



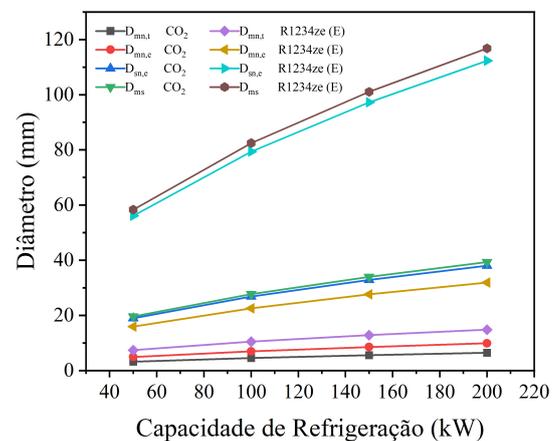
(a) Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor no sistema com  $NH_3-CO_2$ .



(b) Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R290-CO_2$ .



(c) Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R1234yf-CO_2$ .



(d) Efeito da capacidade de refrigeração nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R1234ze-CO_2$ .

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

Também deve-se levar em consideração que, à medida que a capacidade de refrigeração aumenta, a diferença percentual entre os diâmetros da garganta motriz, saída motriz, saída secundária e mistura diminuem para todos os pares simulados. Neste trabalho os

estudos foram limitados até 200kW de refrigeração. Os resultados nesta faixa mostraram uma diferença de 41,4 % entre 50 e 100 kW, 22,4 % de 100 a 150 kW e 15,47 % de 150 a 200 kW.

O sistema utilizando  $NH_3$  como refrigerante apresentou os menores diâmetros entre todos os refrigerantes testados. No CAT e o  $R1234yf$  e  $R1234ze(E)$  foram os únicos refrigerantes que tiveram os valores dos diâmetros aproximados. Isto pode ser explicado devido a certas propriedades físicas que apresentam valores aproximados para ambos os refrigerantes. Sendo a menor diferença percentual entre eles de 5% para os diâmetros da garganta, e a maior de 16% para os diâmetros da seção de mistura. Este resultado é relevante pois demonstra a influência das características termodinâmicas de cada fluido nas características de projeto. Onde as geometrias encontradas são únicas para cada par de fluido testado no sistema.

**Tabela 4.8:** Relação das condições de projeto internas do ejetor e trabalho de compressão em relação a capacidade de refrigeração.

Refrigerantes	$Q_{evap}$ (kW)	$D_{mn,t}$ (mm)	$D_{mn,e}$ (mm)	$D_{sn,e}$ (mm)	$D_{ms}$ (mm)	$W_{comp}$ (kW)
$NH_3$ (CAT)	50	2,17	5,40	24,66	25,36	14,80
	100	3,07	7,63	34,88	35,77	29,59
	150	3,76	9,34	42,72	43,75	44,39
	200	4,34	10,79	49,32	50,52	59,18
$R290$ (CAT)	50	5,24	9,18	31,91	33,24	15,22
	100	7,41	12,98	45,13	46,96	30,44
	150	9,07	15,90	55,28	57,52	45,66
	200	10,47	18,36	63,83	66,42	60,88
$R1234ze(E)$ (CAT)	50	7,41	15,94	24,66	25,36	14,80
	100	10,48	22,55	79,37	82,49	30,78
	150	12,84	27,61	97,21	101,07	46,17
	200	14,83	31,91	112,33	116,79	61,65
$R1234yf$ (CAT)	50	7,79	14,58	47,91	50,07	15,91
	100	11,03	20,66	67,85	70,94	31,94
	150	13,50	25,25	82,99	86,73	47,74
	200	15,60	29,20	95,82	100,18	64,06
$CO_2$ (CBT)	50	3,21	4,93	18,97	19,61	12,89
	100	4,54	6,97	26,83	27,73	25,77
	150	5,56	8,53	32,86	33,97	38,66
	200	6,42	9,86	37,94	39,22	51,55

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

#### 4.0.6 Otimização para diferentes eficiências internas do ejetor

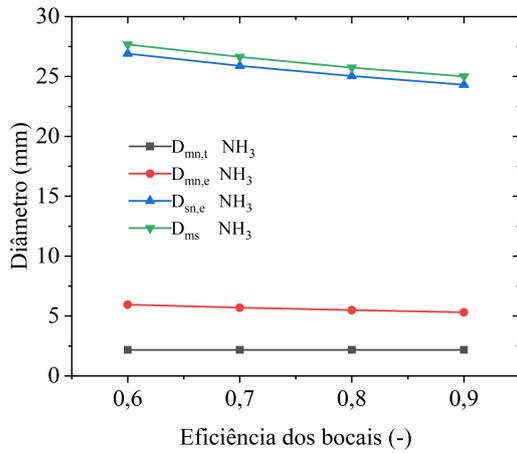
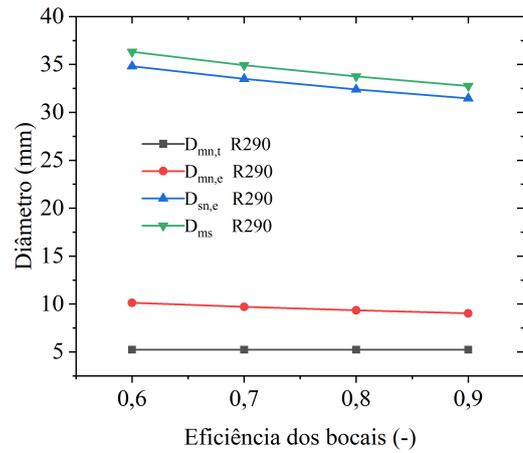
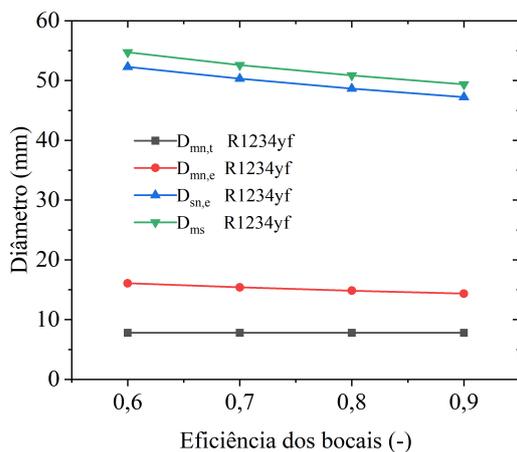
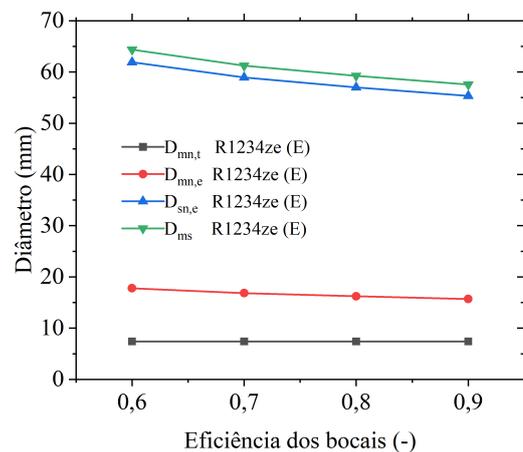
Neste estudo é vital entender o impacto das eficiências internas no funcionamento do ejetor. Nesta seção as eficiências internas do ejetor do CAT foram variadas enquanto as eficiências do ejetor do CBT foram mantidas constantes. A carga de refrigeração e os demais parâmetros também foram mantidos constantes durante a simulação. A tabela 4.9 apresenta os valores dos parâmetros de ajuste, onde, a carga de refrigeração foi mantida em 50 kW, os rendimentos internos do ejetor do CBT foram mantidos em 0,8 motivados pela literatura de Dokandari, Hagh e Mahmoudi (2014) e Deng et al. (2007) e Elbel e Hrnjak (2008) e Sarkar (2008). Os rendimentos internos do CAT variaram entre 0,6 e 0,9, o que está em consonância com as faixas descritas na literatura para aplicações práticas.

**Tabela 4.9:** Parâmetros de ajuste de otimização para diferentes eficiências no ejetor do CAT.

Parâmetros	Valores	
$Q_{EVAP}$	50	kW
$\eta_{d,CBT}$	0,8	-
$\eta_{sn,CBT}$	0,8	-
$\eta_{mn,CBT}$	0,8	-
$\eta_{d,CAT}$	0,6-0,9	-
$\eta_{sn,CAT}$	0,6-0,9	-
$\eta_{mn,CAT}$	0,6-0,9	-

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

Os resultados otimizados nesta avaliação corresponderam as temperaturas de  $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap} = -45^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{MC} = -10^{\circ}\text{C}$  e  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$  para todas as eficiências simuladas. As figuras 4.6a, 4.6b, 4.6c e 4.6d demonstram que à medida em que as eficiências do difusor, da saída do bocal motriz, saída do bocal de sucção e seção de mistura aumentam, os diâmetros destas seções diminuem. Como a vazão mássica primária e secundária permanecem inalterada, os diâmetros dos ejetores sofrem influência apenas dos fluxos mássicos em cada seção conforme as equações 3.28 até a 3.31. Essa relação inversa entre os diâmetros das seções e a eficiência faz sentido ao passo que as eficiências representam os efeitos adversos do atrito nas seções. Portanto a contrapressão ótima ( $P_b$ ) nas saídas dos bocais diminuem conforme a Tabela 4.10, causando um aumento das velocidades na saída dos bocais primário e secundário ( $U_{1b}$  e  $U_{2b}$ ) para manter a vazão mássica constante.

(a) Efeito das eficiências internas nos diâmetros do ejetor no sistema com  $NH_3$ .(b) Efeito das eficiências internas nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R290$ .(c) Efeito das eficiências internas nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R1234yf$ .(d) Efeito das eficiências internas nos diâmetros do ejetor no sistema com  $R1234ze$ .

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

A análise dos resultados obtidos também revela um achado importante: o diâmetro da garganta do bocal motriz permanece inalterado, independentemente das variações nas eficiências internas do ejetor. Esse fenômeno pode ser explicado pela constância das pressões de operação do condensador e do evaporador, assim como pela capacidade de refrigeração ao longo do processo. A constância do diâmetro da garganta do bocal motriz é um fator que está diretamente relacionada ao fluxo de massa. Notavelmente, esse fluxo permanece constante e é exclusivamente influenciado pela pressão do condensador, conforme descrito nas equações 3.24 e 3.25. É interessante destacar que, ao analisar os dados, observou-se que os diâmetros da garganta motriz do ejetor, da saída do bocal

motriz, da saída do bocal de sucção e da seção de mistura apresentaram uma redução média de cerca de 12% para todos os pares de refrigerantes simulados, à medida que as eficiências internas variaram de 0,6 a 0,9, respectivamente.

Nenhuma influência foi constatada no CBT devido as mudanças das eficiências do ejetor no CAT. Além disto, a variação do COP do CAT com a variação das eficiências do bocal motriz, bocal de sucção e do difusor demonstrou-se insignificante na mudança do COP no sistema de refrigeração em cascata modificado.

**Tabela 4.10:** Diâmetros otimizados para diferentes eficiências internas do ejetor do CAT.

Refrigerantes	Eficiência dos Bocais	$D_{mn,t}$ (mm)	$D_{mn,e}$ (mm)	$D_{sn,e}$ (mm)	$D_{ms}$ (mm)	$P_b$ (kPa)
$NH_3$ (CAT)	0,9	2,169	5,307	24,311	25,001	243,84
	0,8	2,169	5,489	25,039	25,739	245,33
	0,7	2,169	5,700	25,890	26,640	246,79
	0,6	2,169	5,949	26,909	27,670	248,28
$R290$ (CAT)	0,9	5,236	9,029	31,460	32,761	289,16
	0,8	5,236	9,342	32,402	33,760	291,78
	0,7	5,236	9,703	33,504	34,925	294,41
	0,6	5,236	10,130	34,823	36,314	297,03
$R1234ze(E)$ (CAT)	0,9	7,793	14,340	47,231	49,353	180,66
	0,8	7,793	14,834	48,644	50,849	182,68
	0,7	7,793	15,406	50,298	52,590	184,70
	0,6	7,793	16,081	52,277	54,725	186,75
$R1234yf$ (CAT)	0,9	7,411	15,682	55,324	57,536	119,53
	0,8	7,411	16,221	56,980	59,260	120,80
	0,7	7,411	16,844	58,917	61,254	122,04
	0,6	7,411	17,785	61,889	64,376	121,20

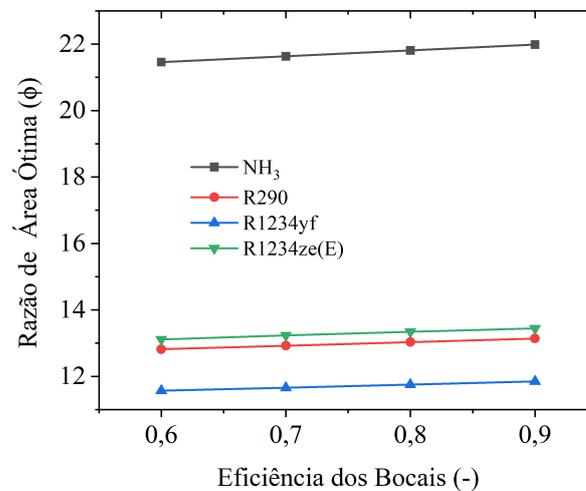
Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

#### 4.0.7 Influência das eficiência internas na razão de área do ejetor.

Em uma determinada condição de operação, a queda de pressão no bocal de sucção é determinada pela geometria do ejetor. Nesta seção, foram analisados os efeitos das eficiências internas do ejetor em relação ao parâmetro geométrico conhecido como razão de área ( $\Phi$ ), definida como a razão entre a área da seção transversal da câmara de mistura ( $A_{3m}$ ) e a área da seção transversal da saída do bocal motriz ( $A_{1b}$ ) Os resultados otimizados

da mesma forma que na seção anterior corresponderam as temperaturas de  $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap} = -45^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{MC} = -10^{\circ}\text{C}$  e  $\Delta T = 3^{\circ}\text{C}$ . Considerando as eficiências internas do ejetor variando de 0,6 a 0,9 no CAT, enquanto as eficiências do CBT foram mantidas constantes em 0,8 e a capacidade de refrigeração foi mantida em 50 kW. Os resultados obtidos são mostrados na Figura 4.7 e tabela 4.11.

**Figura 4.7:** Razão de área otimizado para diferentes eficiências internas do ejetor do CAT.



Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

Uma razão de área adequada é essencial para otimizar o desempenho do ejetor bifásico. O ótimo pode ser considerado como a razão de área que permite ao ejetor trabalhar em modo crítico para uma determinada condição de operação, onde o sistema tem o máximo desempenho COP. Se o ejetor operar além ( $\phi_{optm}$ ), alguma energia é desperdiçada e conseqüentemente, a taxa de compressão aumenta e o COP diminui. À medida que a eficiência dos bocais do ejetor aumenta, a razão de área ideal que maximiza a performance do sistema aumenta. As relações de área ótima foram máximas quando o  $\text{NH}_3$  foi utilizado como refrigerante no CAT e a menor relação encontrada foi para o refrigerante  $\text{R1234yf}$ .

Com base nos resultados apresentados acima, o sistema de refrigeração em cascata modificado com ejetor bifásico utilizando os pares  $\text{NH}_3\text{-CO}_2$ ,  $\text{R290-CO}_2$ ,  $\text{R1234yf-CO}_2$  e  $\text{R1234ze(E)-CO}_2$  como refrigerantes em condições ótimas mostram que há apenas uma razão de área ideal para uma determinada temperatura do evaporador e do condensador nas eficiências assumidas dos componentes do ejetor. O desempenho, bem como os parâmetros

**Tabela 4.11:** Razão de área otimizada para diferentes eficiências internas do ejetor.

$\Phi_{optm} = \frac{A_{3m}}{A_{1b}}$	Eficiência dos Bocais	$\Phi_{optm}$
<i>NH<sub>3</sub></i> (CAT)	0,9	21,99
	0,8	21,81
	0,7	21,63
	0,6	21,46
<i>R290</i> (CAT)	0,9	13,14
	0,8	13,03
	0,7	12,92
	0,6	12,82
<i>R1234ze(E)</i> (CAT)	0,9	11,85
	0,8	11,75
	0,7	11,66
	0,6	11,57
<i>R1234yf</i> (CAT)	0,9	13,44
	0,8	13,34
	0,7	13,23
	0,6	13,11

Fonte: Elaborado pelo autor (2023)

de projeto do ejetor são fortemente dependentes das propriedades destes refrigerantes, bem como as condições de operação. Para a produção de determinado ejetor, as superfícies internas devem ser lisas o máximo possível para que os efeitos do atrito em torno das superfícies sejam o menor possível e as irreversibilidades minimizada.

## Conclusão

Neste estudo, um modelo termodinâmico é desenvolvido e otimizado utilizando um algoritmo PSO para um sistema de refrigeração em cascata modificado com ejetor. Avaliamos cinco refrigerantes de baixo impacto ambiental no ciclo de alta temperatura (*R1234yf*, *R290*, *NH<sub>3</sub>*, *R1234ze(E)*) e *CO<sub>2</sub>* no ciclo de baixa temperatura. O ejetor bifásico empregou o conceito de área constante (CAM) para fornecer detalhes precisos sobre o projeto.

Após a validação e otimização do ciclo em cascata, observamos que o aumento da carga de refrigeração resultou em maior irreversibilidade no sistema. Entre os refrigerantes

testados,  $R1234yf-CO_2$  apresentou a maior taxa de destruição exergética. O COP máximo ocorreu a  $T_{cond} = 30^\circ C$ ,  $T_{evap} = -45^\circ C$ ,  $T_{MC} = -10^\circ C$  e  $\Delta T = 3^\circ C$ , sendo  $NH_3-CO_2$  o sistema com o maior COP otimizado (1,81).

Alterações nos diâmetros foram diretamente proporcionais à capacidade de refrigeração, com diferenças percentuais diminuindo em cargas mais elevadas. As eficiências internas do ejetor no ciclo de alta temperatura influenciaram os diâmetros, destacando a importância do  $NH_3$  para a máxima eficiência.

Este trabalho apresenta uma abordagem e análise diferenciadas ao otimizar um sistema de refrigeração em cascata com ejetor bifásico, utilizando o método de área constante. Fornece dados de projeto do ejetor e insights sobre o desempenho do sistema, promovendo a aplicação de refrigerantes de baixo impacto ambiental em sistemas de refrigeração em cascata.

## Sugestões para trabalhos futuros

- Dentro das limitações do modelo de equilíbrio homogêneo, o ciclo de expansão do ejetor deve ser analisado mais detalhadamente. Técnicas de controle devem ser propostas e examinadas.
- Avaliar o desempenho do ciclo com outros refrigerantes alternativos.
- Os sistemas de refrigeração por expansão com ejetor devem ser construídos e testados, tanto para demonstrar o conceito na prática quanto para descobrir deficiências na análise.

# Referências

---

- ADEBAYO, V. et al. Comparative thermodynamic performance analysis of a cascade refrigeration system with new refrigerants paired with CO<sub>2</sub>. *Applied Thermal Engineering*, v. 184, p. 116286, fev. 2021. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431120337650>>.
- 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, jan. 2019. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718303359>>.
- BEJAN, A. *Advanced engineering thermodynamics*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016.
- BESAGNI, G.; CRISTIANI, N. Multi-scale evaluation of an R290 variable geometry ejector. *Applied Thermal Engineering*, v. 188, p. 116612, abr. 2021. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431121000685>>.
- BILIR, N.; ERSOY, H. K. Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *Int. J. Energy Res.*, 2008.
- BILIR, N.; ERSOY, H. K. Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. *International Journal of Energy Research*, v. 33, n. 5, p. 469–480, abr. 2009. ISSN 0363907X, 1099114X. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.1488>>.
- BRUNIN, O.; FEIDT, M.; HIVET, B. Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, v. 20, n. 5, p. 308–318, ago. 1997. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070079700025X>>.
- CHAIWONGSA, P.; WONGWISES, S. Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, v. 30, n. 4, p. 601–608, jun. 2007. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700706002337>>.
- CHAIWONGSA, P.; WONGWISES, S. Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device. *Applied Thermal Engineering*, v. 28, n. 5–6, p. 467–477, abr. 2008. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431107001858>>.
- CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, dez. 2010. ISSN 13640321. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032110001863>>.

- CHEN, J.; HAVTUN, H.; PALM, B. Screening of working fluids for the ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 47, p. 1–14, nov. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714001947>>.
- CHEN, J. et al. Evaluation of the ejector refrigeration system with environmentally friendly working fluids from energy, conventional exergy and advanced exergy perspectives. *Energy Conversion and Management*, v. 148, p. 1208–1224, set. 2017. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890417305927>>.
- CHI, W. et al. Advanced exergy analysis of nh<sub>3</sub>/co<sub>2</sub> cascade refrigeration system with ejector. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 145, p. 185–195, 2023.
- CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S. Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 8, n. 2, p. 129–155, abr. 2004. ISSN 13640321. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032103001151>>.
- CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Applied Thermal Engineering*, 2004.
- DELMOTTE, V. M. et al. Sumário para formuladores de políticas: Aquecimento global de 1, 5° c. Brasil, 2018.
- DENG, J.-q. et al. Particular characteristics of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, v. 27, n. 2-3, p. 381–388, fev. 2007. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431106002705>>.
- DISAWAS, S.; WONGWISES, S. Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*, v. 27, n. 6, p. 587–594, set. 2004. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700704000659>>.
- DOKANDARI, D. A.; HAGH, A. S.; MAHMOUDI, S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO<sub>2</sub> /NH<sub>3</sub> cascade refrigeration cycles (novel CO<sub>2</sub> /NH<sub>3</sub> cycle). *International Journal of Refrigeration*, v. 46, p. 26–36, out. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070071400190X>>.
- EAMES, I.; APHORNRATANA, S.; HAIDER, H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 18, n. 6, p. 378–386, jul. 1995. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/014070079598160M>>.
- EJEMNI, N.; NEHDI, E.; KAIROUANI, L. Use of ejectors in cascade refrigeration systems for exergetic performance improvement. *International Journal of Exergy*, v. 10, n. 2, p. 171, 2012. ISSN 1742-8297, 1742-8300. Disponível em: <<http://www.inderscience.com/link.php?id=45864>>.
- ELBEL, S.; HRNJAK, P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 3, p. 411–422, maio 2008. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700707001508>>.

- ELHUB, B.; AZIZ, M. A. A. Review of ejector design parameters and geometry for refrigeration and air conditioning application. *Computer Applications in Environmental Sciences and Renewable Energy*, p. 54–66, 2014.
- ERSOY, H. K.; SAG, N. B. Preliminary experimental results on the R134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expander. *International Journal of Refrigeration*, v. 43, p. 97–110, jul. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714000826>>.
- EUROPEIA, C. Regulamento (ue) no 517/2014 do parlamento europeu e do conselho de 16 de abril de 2014 relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o regulamento (ce) n. o 842/2006. *Jornal Oficial da Uniao Europeia*, p. 195–230, 2014.
- GARCIA, J. I. B.; SCHARDONG, A.; PORTO, R. L. L. Desempenho de algoritmos evolucionários na calibração de modelo de qualidade da água. *Anais*, 2009.
- GRAZZINI, G.; MILAZZO, A.; MAZZELLI, F. *Ejectors for Efficient Refrigeration*. Cham: Springer International Publishing, 2018. ISBN 978-3-319-75243-3 978-3-319-75244-0. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-75244-0>>.
- GRAZZINI, G.; MILAZZO, A.; PAGANINI, D. Design of an ejector cycle refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, v. 54, n. 1, p. 38–46, fev. 2012. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890411002615>>.
- GRAZZINI, G.; MILAZZO, A.; PIAZZINI, S. Prediction of condensation in steam ejector for a refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 7, p. 1641–1648, nov. 2011. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700710002264>>.
- HASSANAIN, M.; ELGENDY, E.; FATOUH, M. Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation. *International Journal of Refrigeration*, v. 58, p. 1–13, out. 2015. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700715001577>>.
- HASSANIEN, A. E.; GABER, T. *Handbook of research on machine learning innovations and trends*. [S.l.]: IGI global, 2017.
- HENRY, R. E.; FAUSKE, H. K. The Two-Phase Critical Flow of One-Component Mixtures in Nozzles, Orifices, and Short Tubes. *Journal of Heat Transfer*, v. 93, n. 2, p. 179–187, maio 1971. ISSN 0022-1481, 1528-8943. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/heattransfer/article/93/2/179/429723/The-TwoPhase-Critical-Flow-of-OneComponent>>.
- HUANG, B. et al. A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, v. 22, n. 5, p. 354–364, ago. 1999. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700799000043>>.
- IGLESIAS, J. M. C. UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA. 2012.
- KAIROUANI, L. et al. Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. *International Journal of Refrigeration*,

- v. 32, n. 6, p. 1173–1185, set. 2009. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700709000838>>.
- KEENAN, J. H.; NEUMANN, E. P.; LUSTWERK, F. An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. *Journal of Applied Mechanics*, v. 17, n. 3, p. 299–309, set. 1950. ISSN 0021-8936, 1528-9036. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/appliedmechanics/article/17/3/299/1106496/An-Investigation-of-Ejector-Design-by-Analysis-and>>.
- KENNEDY, J.; EBERHART, R. Particle swarm optimization. In: *Proceedings of ICNN'95 - International Conference on Neural Networks*. IEEE, 1995. v. 4, p. 1942–1948. ISBN 978-0-7803-2768-9. Disponível em: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/488968/>>.
- KHOSRAVI, A.; KOURY, R.; MACHADO, L. Thermo-economic analysis and sizing of the components of an ejector expansion refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 86, p. 463–479, fev. 2018. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700717304486>>.
- KILICARSLAN, A.; HOSOZ, M. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. *Energy Conversion and Management*, v. 51, n. 12, p. 2947–2954, dez. 2010. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890410002499>>.
- KORNHAUSER, A. A. The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander. p. 11.
- KORNHAUSER, A. A. The use of an ejector as a refrigerant expander. 1990.
- KOTAS, T. J. *The exergy method of thermal plant analysis*. [S.l.]: Paragon Publishing, 2012.
- KUMAR, V. et al. An Experimental Investigation on Vapor Compression Refrigeration System Cascaded with Ejector Refrigeration System. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, v. 29, n. 03, p. 2150028, set. 2021. ISSN 2010-1325, 2010-1333. Disponível em: <<https://www.worldscientific.com/doi/abs/10.1142/S2010132521500280>>.
- LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. *International Journal of Refrigeration*, v. 38, p. 310–322, fev. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700713002132>>.
- LEE, T.-S.; LIU, C.-H.; CHEN, T.-W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 7, p. 1100–1108, nov. 2006. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700706000569>>.
- LEMMON, E. W. et al. Nist standard reference database 23. *Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP), version*, v. 9, 2010.
- LI, D.; BAI, T.; YU, J. Thermodynamic performance optimization and analysis of an auto-cascade refrigeration cycle with vapor injection for ultra-low temperature freezer. *International Journal of Refrigeration*, v. 145, p. 425–435, jan. 2023. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700722003255>>.

LI, D.; GROLL, E. A. Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration*, v. 28, n. 5, p. 766–773, ago. 2005. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700705000022>>.

LI, H. et al. Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. *Applied Energy*, v. 121, p. 96–103, maio 2014. ISSN 03062619. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261914001093>>.

LI, Y.; YU, J. The effects of ejector geometry parameter and refrigerant charge amount on an ejector-expansion refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, v. 152, p. 402–408, abr. 2019. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431118362586>>.

LI, Y. et al. An experimental investigation on a modified cascade refrigeration system with an ejector. *International Journal of Refrigeration*, v. 96, p. 63–69, dez. 2018. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718303372>>.

LIN, C. et al. Numerical investigation of geometry parameters for pressure recovery of an adjustable ejector in multi-evaporator refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, v. 61, n. 2, p. 649–656, nov. 2013. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113006194>>.

LIU, Y.; YU, M.; YU, J. An improved 1-D thermodynamic modeling of small two-phase ejector for performance prediction and design. *Applied Thermal Engineering*, v. 204, p. 118006, mar. 2022. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431121014265>>.

MA, Z.; BAO, H.; ROSKILLY, A. P. Thermodynamic modelling and parameter determination of ejector for ejection refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 75, p. 117–128, mar. 2017. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700716304170>>.

MATHEW, A. A. A Numerical Study on Ejector Refrigeration System With Special Reference To Geometrical Parameters. v. 7, n. 2, 2016.

MEGDOULI, K. et al. Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO<sub>2</sub> /N<sub>2</sub> O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures. *Energy*, v. 128, p. 586–600, jun. 2017. ISSN 03605442. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544217306394>>.

MEGDOULI, K. 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, out. 2016. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700716301931>>.

MUNDAY, J. T.; BAGSTER, D. F. A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, v. 16, n. 4, p. 442–449, out. 1977. ISSN 0196-4305, 1541-5716. Disponível em: <<https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/i260064a003>>.

- NEHDI, E.; KAIROUANI, L.; BOUZAINA, M. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *International Journal of Energy Research*, v. 31, n. 4, p. 364–375, mar. 2007. ISSN 0363907X, 1099114X. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.1260>>.
- NEWELL, R. et al. Global energy outlook 2021: Pathways from paris. *Resources for the Future*, v. 8, 2021.
- PEREIRA, G. Particle swarm optimization. *INESCID Inst. Super. Techno Porto Salvo Port*, Citeseer, 2011.
- REINI, M.; CASISI, M. The gouy-stodola theorem and the derivation of exergy revised. *Energy*, Elsevier, v. 210, p. 118486, 2020.
- RIAZ, F. et al. Energy Analysis of a Novel Ejector-Compressor Cooling Cycle Driven by Electricity and Heat (Waste Heat or Solar Energy). *Sustainability*, v. 12, n. 19, p. 8178, out. 2020. ISSN 2071-1050. Disponível em: <<https://www.mdpi.com/2071-1050/12/19/8178>>.
- ROMAN, R.; HERNANDEZ, J. I. Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 7, p. 1707–1716, nov. 2011. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700711000697>>.
- ROSTAMZADEH, H. et al. Role of ejector expander in optimal inherently safety design of cascade NH<sub>3</sub>/Propane/CO<sub>2</sub> vapor compression refrigeration systems. *Process Safety and Environmental Protection*, v. 146, p. 745–762, fev. 2021. ISSN 09575820. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0957582020319364>>.
- SACHDEVA, G.; JAIN, V.; KACHHWAHA, S. S. Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. v. 8, n. 3, 2014.
- SALEH, B. Performance analysis and working fluid selection for ejector refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, v. 107, p. 114–124, ago. 2016. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116310614>>.
- 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, fev. 2019. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700718304407>>.
- SARKAR, J. Optimization of ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle. *Energy*, v. 33, n. 9, p. 1399–1406, set. 2008. ISSN 03605442. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544208000984>>.
- SARKAR, J. Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. *Int. J. Energy Res.*, 2009.
- SARKAR, J. Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants. *International Journal of Energy Research*, v. 34, n. 1, p. 84–94, jan. 2010. ISSN 0363907X. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/er.1558>>.

- 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, jul. 2017. ISSN 0195-0738, 1528-8994. Disponível em: <<https://asmedigitalcollection.asme.org/energyresources/article/doi/10.1115/1.4036383/373325/Parametric-Analysis-and-Comparison-of-Ejector>>.
- SELVARAJU, A.; MANI, A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, v. 24, n. 5-6, p. 827–838, abr. 2004. ISSN 13594311. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431103003144>>.
- SOLOMON, B. D. Intergovernmental panel on climate change (ipcc). In: *Dictionary of Ecological Economics*. [S.l.]: Edward Elgar Publishing, 2023. p. 302–302.
- SONG, Y. et al. Review on the simulation models of the two-phase-ejector used in the transcritical carbon dioxide systems. *International Journal of Refrigeration*, v. 119, p. 434–447, nov. 2020. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700720301857>>.
- SUN, D.-W. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. *Energy Conversion*, 1999.
- TASHTOUSH, B.; ALSHARE, A.; AL-RIFAI, S. Performance study of ejector cooling cycle at critical mode under superheated primary flow. *Energy Conversion and Management*, v. 94, p. 300–310, abr. 2015. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890415000436>>.
- VARGA, S.; LEBRE, P. S.; OLIVEIRA, A. C. Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, v. 10, n. 3, p. 205–215, set. 2015. ISSN 1748-1317, 1748-1325. Disponível em: <<https://academic.oup.com/ijlct/article-lookup/doi/10.1093/ijlct/ctt026>>.
- WONGWISES, S.; DISAWAS, S. Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 48, n. 19-20, p. 4282–4286, set. 2005. ISSN 00179310. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931005003273>>.
- YAPICİ, R.; ERSOY, H. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. *Energy Conversion and Management*, v. 46, n. 18-19, p. 3117–3135, nov. 2005. ISSN 01968904. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890405000312>>.
- YAPICİ, R. et al. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio. *International Journal of Refrigeration*, v. 31, n. 7, p. 1183–1189, nov. 2008. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700708000558>>.
- YARI, M. Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 48, n. 10, p. 1997–2005, out. 2009. ISSN 12900729. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072909000301>>.

---

YARI, M.; MAHMOUDI, S. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO<sub>2</sub>) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO<sub>2</sub> cycle). *Energy*, p. S0360544211006712, nov. 2011. ISSN 03605442. Disponível em: <<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544211006712>>.