

RICHARD SAMIR HERNANDEZ MESA

**ESTUDO COMPUTACIONAL DE UM CICLO DE
REFRIGERAÇÃO TRANSCRÍTICO DE CO₂ COM E
SEM EJETOR**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2025

RICHARD SAMIR HERNANDEZ MESA

**ESTUDO COMPUTACIONAL DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
TRANSCRÍTICO DE CO₂ COM E SEM EJETOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.**

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Enio P. Bandarra Filho

Coorientador: Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez

UBERLÂNDIA - MG

2025

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

M578 2025	Mesa, Richard Samir Hernandez, 1996- Estudo computacional de um ciclo de refrigeração transcrítico de CO2 com e sem ejedor [recurso eletrônico] : Estudo computacional de um ciclo de refrigeração transcrítico de CO2 com e sem ejedor / Richard Samir Hernandez Mesa. - 2025. Orientadora: Enio Pedone Bandarra Filho. Coorientadora: Luben Cabezas-Gómez. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Disponível em: http://doi.org/10.14393/ufu.di.2025.108 Inclui bibliografia. 1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone , 1970-, (Orient.). II. Cabezas-Gómez, Luben, 1969-, (Coorient.). III. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título. CDU: 621
--------------	--

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-
MG, CEP 38400-902

Telefone: (34) 3239-4282 - www.posmecanicaufu.com.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica				
Defesa de:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, número 658, PPGEM				
Data:	19/02/2025	Hora de início:	09:00	Hora de encerramento:	11:00
Matrícula do Discente:	12312EMC014				
Nome do Discente:	Richard Samir Hernández Mesa				
Título do Trabalho:	Estudo Computacional de um Ciclo de Refrigeração Transcrítico de CO ₂ Com e Sem Ejetor				
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos				
Linha de pesquisa:	Dinâmica dos Fluidos e Transferência de Calor				
Projeto de Pesquisa de vinculação:	Avaliação experimental e numérica de um sistema transcrito de refrigeração operando com co ₂ , número de processo: 404974/2023-6				

Reuniu-se por videoconferência, a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez - USP; Prof. Dr. Alexandre Kupka da Silva -UFSC Prof. Dr. João Marcelo Vedovotto - UFU FEMEC, e Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho - PMU, orientador do candidato e membro convidado pela Prince Mohammad Bin Fahd University.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. João Marcelo Vedovotto, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato, agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos examinadores, que passaram a arguir o candidato. Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado(a).

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **João Marcelo Vedovotto, Professor(a) do Magistério Superior**, em 19/02/2025, às 10:54, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luben Cabezas Gómez, Usuário Externo**, em 19/02/2025, às 10:56, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Kupka da Silva, Usuário Externo**, em 19/02/2025, às 11:09, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **6090771** e o código CRC **E987F444**.

Referência: Processo nº 23117.008579/2025-11

SEI nº 6090771

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho, primeiramente, a Deus, por me conceder a vida e me permitir alcançar este momento importante em minha formação profissional.

À minha mãe, por ser o pilar mais importante e pelo seu apoio incondicional, independentemente de nossas diferenças de opinião. Ao meu pai, por todo o esforço que fez para me ajudar a alcançar minhas metas.

Ao meu amigo Frank, que me acolheu desde a minha chegada ao Brasil, me deu conselhos valiosos e me guiou ao longo de todo este processo.

Agradeço aos meus orientadores, Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho e Prof. Dr. Luben Cabezas-Gómez, por sua orientação acadêmica que permitiu o desenvolvimento e a conclusão adequada deste projeto.

Ao laboratório LESTnano e seus membros, que me apoiaram direta e indiretamente durante esta jornada. Agradeço a todos por sua colaboração, ensinamentos e incentivo, que foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço à Universidade Federal de Uberlândia, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e seus professores que participaram direta ou indiretamente neste processo.

O presente trabalho foi realizado com apoio o financeiro da CAPES.

Hernández, R. S. **Estudo computacional de um ciclo de refrigeração transcrito de CO₂ com e sem ejetor**. 2025. 131 f. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

Apesar da refrigeração promover grandes benefícios sociais e econômicos, os impactos ambientais em larga escala têm despertado o interesse de pesquisadores em substituir os fluidos refrigerantes HCFC's e CFC's por fluidos refrigerantes naturais devido ao menor impacto ambiental e uma necessidade de atender a emenda de Kigali. Dentro dos refrigerantes alternativos aos convencionais se encontra o CO₂, como fluido refrigerante tem atraído a atenção devido às suas propriedades termo físicas, um dos ciclos mais utilizados é o ciclo de compressão a vapor transcrito com CO₂. Diferentes estudos investigaram o uso de novos equipamentos promissores para aumentar o COP em um ciclo convencional transcrito de CO₂. Assim, novas tecnologias de aprimoramento têm surgido, entre elas destaca-se o ejetor, o qual é um equipamento que recupera parte do trabalho do compressor para diminuir a relação de compressão, resultando no aumento do desempenho do sistema. Desta forma, o objetivo do presente trabalho é simular computacionalmente o ciclo transcrito convencional de CO₂ com um ejetor e comparar os resultados obtidos com um ciclo convencional sem ejetor. Para a simulação são utilizados modelos e considerações obtidas de diferentes trabalhos encontrados na literatura. Os diferentes componentes do sistema são analisados termodinamicamente através de balanços de energia, massa e quantidade de movimento linear. Os resultados obtidos computacionalmente apresentam concordância satisfatória com os resultados experimentais, para o ejetor foram comparados dois modelos concluindo que o modelo de mistura a pressão constante apresentou a maior concordância com os dados experimentais, o modelo do compressor usou uma parede fictícia para considerar os ganhos e perdas da transferência de calor ao longo do processo de compressão, o modelo dos trocadores de calor utilizou pequenos volumes de controle os quais são considerados trocadores de calor independentes, a válvula de expansão foi modelada considerando os fatores de expansão para fluidos bifásicos. Numericamente, observou-se ganhos de entre 22 % e 25 % no COP quando implementado o ejetor.

Palavras-chave: Refrigeração, computacional, ejetor, R744, transcrito.

Hernández, R. S. **Computational study of a CO₂ transcritical refrigeration cycle with and without ejector**. 2025. 131 f. Master's dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Abstract

Despite the large social and economic benefits of refrigeration, large-scale environmental impacts have prompted researchers to replace HCFC and CFC refrigerants with natural refrigerants due to their lower environmental impact and the need to comply with the Kigali Amendment. Among the alternatives to conventional refrigerants, CO₂ stands out. As a refrigerant, it has attracted attention due to its thermophysical properties, with one of the most used cycles being the transcritical vapor compression cycle with CO₂. Different studies have investigated the use of promising new equipment to increase the COP in a conventional transcritical CO₂ cycle. Thus, new enhancement technologies have emerged, among which the ejector stands out. It is equipment that recovers part of the compressor's work to decrease the compression ratio, resulting in improved system performance. Therefore, the aim of this work is to computationally simulate the conventional transcritical CO₂ cycle with an ejector and compare the results obtained with a conventional cycle without an ejector. For the simulation, models and considerations obtained from different studies in the literature are used. The different components of the system are thermodynamically analyzed through energy, mass, and momentum balances. The computationally obtained results show satisfactory agreement with the experimental results. For the ejector, two models were compared, concluding that the constant pressure mixing model showed the highest agreement with the experimental data. The compressor model used a fictitious wall to account for the gains and losses in heat transfer during the compression process. The heat exchanger model used small control volumes, which are considered independent heat exchangers. The expansion valve was modeled considering the expansion factors for two-phase fluids. Numerically, gains between 22 % and 25 % in COP were observed when implementing the ejector.

Keywords: Refrigeration, computational, ejector, R744, transcritical.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Norma ASHRAE 34, classificação do grupo de segurança dos fluidos refrigerantes. Fonte: Adaptado de ASHRAE (2022).....	23
Figura 2.2 - Variação do COP com a pressão de descarga sob diferentes temperaturas do resfriador de gases. Fonte: Wang et al. (2024b).....	27
Figura 2.3 - a) Ciclo de convencional transcrito de CO ₂ , b) diagrama P-h. fonte: SONG et al. (2022)	29
Figura 2.4 - Variação do COP para diferentes: a) temperaturas do resfriador de gás, b) temperaturas de evaporação Fonte: Baheta et al. (2015).....	32
Figura 2.5 – (a) ciclo de compressão de vapor de CO ₂ transcrito com ejetor, (b) diagrama P-h. fonte: adaptado de Surwase et al. (2023a).....	33
Figura 2.6 - Desenho esquemático do ejetor e perfil de pressão ao longo do ejetor. fonte: adaptado de Ameer et al. (2016a).....	37
Figura 2.7 - Modos de operação do ejetor. fonte: adaptado de LI et al. (2017)	38
Figura 2.8 - Diagrama conceitual do compressor scroll. Fonte: Adaptado de Winandy et al. (2002b)	49
Figura 2.9 - Parâmetros físicos típicos do trocador de calor de placas. Fonte: Adaptado de Mayta Tito et al. (2011).....	50
Figura 3.1 - Diagrama conceitual do compressor de pistão. Fonte: Adaptado de Santos e Hernandez (2002b)	54
Figura 3.2 - Diagrama P-V de um compressor transcrito de CO ₂ . Fonte: Adaptado de Wang et al. (2020).....	58
Figura 3.3 - Fluxograma de identificação de parâmetros do compressor.....	60
Figura 3.4 - Parâmetros geométricos trocador de calor: (a) placa (b) seção transversal. Fonte: Adaptado de Mayta Tito et al. (2011).....	61
Figura 3.5 - Circuito térmico para trocadores de calor. Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2011)	66
Figura 3.6 - Diagramas de temperaturas no resfriador de gases.....	67
Figura 3.7 - Diagramas de temperaturas no evaporador.....	70
Figura 3.8 - Volume de controle do separador de fases.	73
Figura 3.9 - Fluxo de massa na garganta do bocal primário.....	77
Figura 3.10 - Fluxograma modelo 1D double choking ejetor.	79

Figura 3.11 - Acoplamento e interação dos modelos.	81
Figura 4.1 - Comparação da potência real consumida pelo compressor e a potência calculada.	84
Figura 4.2 - Comparação da vazão mássica simulada com os dados experimentais.....	85
Figura 4.3 - Comparação da temperatura de descarga com os dados experimentais.	85
Figura 4.4 - Teste de malha para o resfriador de gases.	88
Figura 4.5 - Teste de malha para o evaporador.	88
Figura 4.6 - Comparação da taxa de transferência de calor numérica vs experimental no resfriador de gases.	89
Figura 4.7 - Comparação do erro relativo da taxa de transferência de calor vs a vazão mássica do refrigerante no resfriador de gases.....	90
Figura 4.8 - Comparação do erro relativo da temperatura de saída do refrigerante vs a vazão mássica do refrigerante no resfriador de gases.....	90
Figura 4.9 - Comparação da taxa de transferência de calor numérica vs experimental no evaporador.	91
Figura 4.10 - Comparação do erro relativo da taxa de transferência de calor vs a vazão mássica do refrigerante no evaporador.....	92
Figura 4.11 - Comparação do erro relativo da temperatura de saída do refrigerante vs a vazão mássica do refrigerante.....	92
Figura 4.12 - Comparação da pressão de saída do ejitor para o modelo M.P.C.....	94
Figura 4.13 - Comparação da temperatura de saída do ejitor para o modelo M.P.C.....	94
Figura 4.14 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica modelo M.P.C.	95
Figura 4.15 - Pressão do bocal primário vs taxa de arrastamento para o modelo M.P.C.....	95
Figura 4.16 - Pressão do bocal primário vs título de saída do ejitor para o modelo M.P.C.	96
Figura 4.17 - Comparação da pressão de saída do ejitor para o modelo 1D double choking..	99
Figura 4.18 - Comparação da vazão mássica primaria para o modelo 1D double choking. ..	100
Figura 4.19 - Comparação da vazão mássica secundaria para o modelo 1D double choking.	100
Figura 4.20 - Comparação da temperatura de saída do ejitor para o modelo 1D double choking.	101
Figura 4.21 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica modelo 1D double choking.	102

Figura 4.22 – Vazão mássica experimental versus vazão mássica numérica na válvula de expansão.	105
Figura 4.23 - Comparação do erro relativo versus as diferenças de pressão na válvula de expansão.	106
Figura 4.24 - Comparação do COP experimental vs numérico para o ciclo sem ejedor.....	107
Figura 4.25 - Comparação da capacidade de refrigeração numérica vs experimental sistema sem ejedor.	107
Figura 4.26 - Comparação da potência consumida pelo compressor experimental vs numérica do sistema sem ejedor.....	108
Figura 4.27 - Comparação do COP experimental vs numérico para o sistema com ejedor....	109
Figura 4.28 - Comparação da capacidade de refrigeração numérica vs experimental do sistema com ejedor	109
Figura 4.29 - Comparação da potência consumida pelo compressor experimental vs numérica do sistema com ejedor.	110
Figura 4.30 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica do sistema com ejedor.	111
Figura 4.31 - Diagrama P-COP com $T_{\text{evap}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e diferentes temperaturas de saída do resfriador de gases: (a) com ejedor, (b) sem ejedor.	112
Figura 4.32 - Diagrama P-COP com $T_{\text{evap}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e diferentes temperaturas de saída do resfriador de gases: (a) com ejedor, (b) sem ejedor.	113
Figura 4.33 - Diagrama P-COP com $T_{\text{gc}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e diferentes temperaturas de evaporação: (a) com ejedor, (b) sem ejedor.....	114
Figura 4.34 - Variação da taxa de arrastamento e título para diferentes pressões de resfriador de gases.	115
Figura 4.35 - Variação do PLR para diferentes temperaturas de evaporação e de resfriador de gases.	116
Figura 4.36 - Variação da eficiência do ejedor para diferentes temperaturas de evaporação e de resfriador de gases.	116
Figura 4.37 - Comparação da capacidade de refrigeração vs potência consumida pelo compressor com e sem ejedor.....	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - TEWI, COP e características de exergia dos refrigerantes testados.....	25
Tabela 2.2 - Correlações encontradas na literatura para o cálculo da pressão de descarga ideal.	28
Tabela 2.3 - Resumo dos trabalhos com ejedor transcrito de CO ₂	35
Tabela 2.4 - Valor da pressão assumida na entrada da câmara de mistura reportada na literatura.	40
Tabela 2.5 - Resumo das eficiências isentrópicas assumidas na literatura para os componentes do ejedor.	44
Tabela 3.1 - Parâmetros geométricos do ejedor.	76
Tabela 4.1 - Parâmetros identificados do compressor.....	83
Tabela 4.2 - Resultados obtidos para cada teste do compressor.....	86
Tabela 4.3 - Eficiências isentrópicas identificadas do ejedor.....	93
Tabela 4.4 - Resultados obtidos para cada teste do ejedor modelo M.P.C.....	97
Tabela 4.5 - Resultados obtidos para cada teste do ejedor modelo 1D double choking.	103

LISTA DE SÍMBOLOS

Arábicos

Símbolo	Unidade	Nome
A	m ²	Área
C _p	J/kg·K	Calor específico
D _h	m	Diâmetro hidráulico
k	W/m·K	Condutividade térmica
L	m	Comprimento
$\dot{m}$	kg/s	Vazão mássica
p	Pa	Pressão
$\dot{Q}$	W	Taxa de transferência de calor
T	K	Temperatura
V	m ³	Volume
X	-	Título
u	m/s	Velocidade
a	m/s	Velocidade do som
$\dot{V}$	m ³ /s	Vazão volumétrica
$\dot{W}$	W	Potência compressor
h	kJ/kg	Entalpia específica
NTU	-	Número de unidades de transferência
UA	W/K	Condutância global
θ	°	Ângulo
Z	%	Abertura válvula
CR	-	Coefficiente de relaxamento
N	rpm	Velocidade compressor

Gregos

Símbolo	Unidade	Nome
μ	-	Taxa de arrastamento
η	-	Eficiência
α	W/m ² ·K	Coefficiente convectivo de transferência de calor
ε	-	Efetividade trocador de calor
γ	-	Fração de vazio
ρ	kg/m ³	Massa específica
Δ	-	Variação

Subscritos

Símbolo	Unidade	Nome
p	-	Bocal primário
s	-	Bocal secundário
m	-	Câmara de mistura
d	-	Difusor
eje	-	Ejetor
su	-	Sucção
ex	-	Exaustão
gc	-	Resfriador de gases
evap	-	Evaporador
in	-	Entrada
out	-	Salida
ise	-	Isentrópica
amb	-	Ambiental
w	-	Parede
min	-	Menor valor
máx	-	Maior valor
plate	-	Placa

l	-	Líquido
v	-	Vapor
hot	-	Quente
cold	-	Frio

Números adimensionais

Símbolo	Nome
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Bo	Número de ebulição
Gr	Número de Grashof

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	Motivação	18
1.2	Objetivos.....	21
1.3	Organização do texto	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1	Fluidos refrigerantes naturais	23
2.2	Propiedades dos fluidos refrigerantes.....	25
2.3	Dióxido de carbono ou R744.....	26
2.4	Ciclo de refrigeração transcrito por compressão a vapor	28
2.5	Ciclo de refrigeração transcrito por compressão a vapor com ejetor	32
2.6	Revisão ejetor	36
2.6.1	Modelagem matemática.....	40
2.6.2	Modelagem CFD	45
2.7	Revisão compressor.....	47
2.8	Revisão resfriador de gases e evaporador.....	49
2.9	Revisão válvula de expansão	51
3	ABORDAGEM NUMÉRICA	53
3.1	Compressor.....	53
3.2	Trocadores de calor	60
3.2.1	Resfriador de gases.....	67
3.2.2	Evaporador.....	70
3.3	Ejetor	72
3.3.1	Modelo de mistura a pressão constante (M.P.C.)	72
3.3.2	Modelo 1D double choking	75
3.4	Válvula de expansión.....	80
3.5	Solução sistema completo	81
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	83
4.1	Resultados da simulação do compressor	83
4.2	Resultados da simulação dos trocadores de calor.....	88
4.2.1	Resultados resfriador de gases.....	89
4.2.2	Resultados evaporador.....	91
4.3	Resultados da simulação do ejetor	93

4.3.1	Resultados modelo de mistura a pressão constante	93
4.3.2	Resultados modelo 1D double choking	99
4.4	Resultados modelo da válvula de expansão	105
4.5	Resultado sistema	106
4.5.1	Resultados sistema sem ejetor	106
4.5.2	Resultados sistema com ejetor	108
4.5.3	Comparação do ciclo com e sem ejetor	111
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	118
6	REFERÊNCIAS	120

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Segundo o Dupont (2019), estima-se que o número total de sistemas de refrigeração, ar-condicionado e bombas de calor em operação no mundo seja de aproximadamente 5 bilhões. Além disso, mais de 15 milhões de pessoas trabalham no setor de refrigeração e cerca de 20% da energia elétrica total consumida no mundo é atribuída ao setor de refrigeração desempenhando um papel significativo na economia global, em setores como alimentício, saúde e industrial etc., (Paurine et al. 2021). Portanto os sistemas de refrigeração são essenciais para sociedade. No futuro é esperado que a demanda por esses sistemas continue a crescer, impulsionados pelo surgimento de novas tecnologias, aumento populacional e as transformações climáticas em andamento. Deste modo destaca-se a importância da refrigeração nesses setores, tendo influência direta no desenvolvimento econômico e na qualidade de vida das pessoas (Mclinden et al. 2020).

Apesar dos benefícios sociais e econômicos promovidos pela refrigeração, os impactos ambientais em larga escala representam aproximadamente 7,8% do total de emissões globais de gases de efeito estufa. Dentro dessa porcentagem, deve-se distinguir entre emissões diretas e indiretas. As emissões diretas são produzidas pelos refrigerantes, liberados diretamente na atmosfera devido aos vazamentos na instalação, operação e manutenção dos equipamentos. As emissões indiretas, por sua vez, resultam da energia elétrica necessária para o funcionamento dos sistemas de refrigeração. Do total de emissões globais de gases de efeito estufa, 63% provêm das emissões indiretas, e os 37% restantes correspondem às emissões diretas dos refrigerantes como CFCs, HCFCs e HFCs (IIF-IIR et al., 2017). Por esse motivo, para reduzir as emissões diretas provenientes dos fluidos refrigerantes, é necessário adotar políticas que

diminuam o impacto na camada de ozônio e os gases de efeito estufa. O Protocolo de Montreal, ratificado pelo Brasil em 2019 com a Emenda de Kigali, tem como objetivo reduzir e eliminar gradualmente o consumo dos fluidos refrigerantes HFCs até 2045. Isso, além dos benefícios climáticos, permitirá que as indústrias brasileiras acessem recursos internacionais para atualizar suas linhas de produção (Brasil, 2019).

A busca por fluidos refrigerantes com baixo potencial de aquecimento Global (GWP) e potencial nulo de destruição da camada de ozônio (ODP), levaram ao desenvolvimento de pesquisas com fluidos refrigerante naturais, Paula et al. (2020) e Diniz et al. (2023), demonstraram que os fluidos naturais como o CO₂, propano e Amônia são alternativas viáveis à substituição dos refrigerantes clássicos. O dióxido de carbono (CO₂), tem atraído a atenção devido às suas propriedades termofísicas, como boa estabilidade em altas temperaturas, baixa toxicidade, anti-inflamável, ODP de zero e GWP de um. Além disso, o CO₂ possui algumas características importantes a serem consideradas, como foi discutido por Ehsan et al., (2023), entre elas o ponto crítico (temperatura e pressão crítica), que corresponde a 31°C e 73,8 bar. Quando comparado a outros fluidos refrigerantes, sua temperatura crítica é relativamente baixa; por isso, em climas quentes como no Brasil, os sistemas de refrigeração com CO₂ operam acima de 31°C, entrando na região transcítica (T-CO₂).

A utilização do CO₂ como refrigerante foi patenteado pela primeira vez em 1850, posteriormente, nas décadas de 1930 e 1940 com a introdução dos fluidos refrigerantes CFCs sua utilização foi substituída. Depois disso os números de trabalhos publicados foram relativamente baixos, pois não era viável devido ao custo de fabricação dos equipamentos como compressores, trocadores de calor, tubulações, dispositivos de expansão e entre outros, por operarem em altas pressões. No entanto nos últimos anos o número de pesquisas focadas na utilização de CO₂ transcítico nos sistemas de refrigeração tem mostrado um aumento gradual em seu número como consta na Fig. 1.1, por causa das políticas globais e tendências na utilização de fluidos refrigerantes naturais sustentáveis.

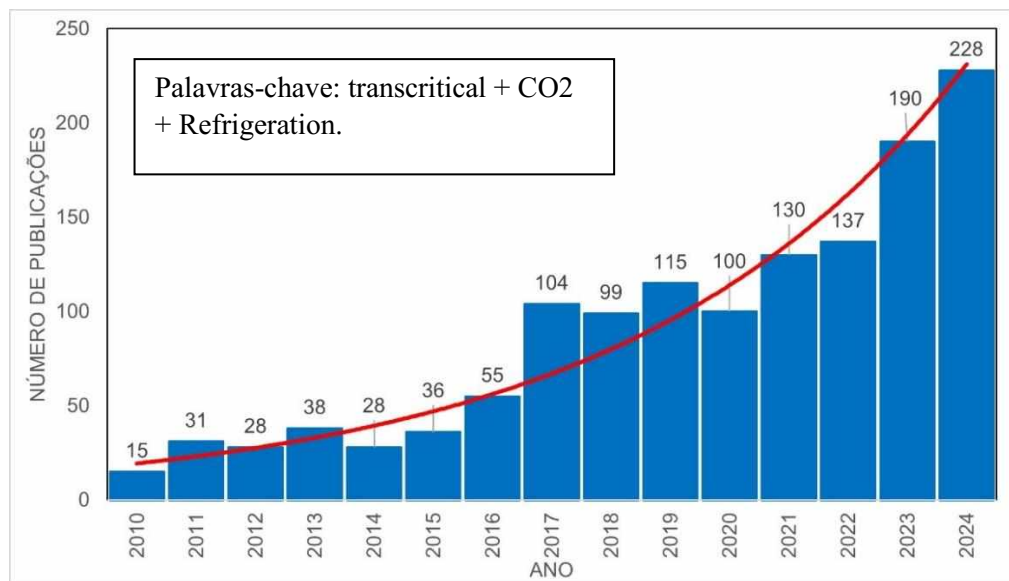


Figure 1.1- Crescente aumento de publicações de T-CO₂ em refrigeração no Science Direct.

O CO₂ possui propriedades que atendem às políticas sustentáveis, promovendo uma diminuição das emissões diretas. No caso das emissões indiretas, que representam uma maior porcentagem na contribuição total de emissões, é necessário realizar pesquisas sobre novas tecnologias que possam ser implementadas nos sistemas de refrigeração para aprimorar o desempenho energético (COP). Existem diferentes equipamentos que podem ser implementados nos sistemas de refrigeração, conforme a revisão bibliográfica levantada por Yu et al. (2019) foi destacando o ejetor, um equipamento que diminui a relação na taxa de compressão. Esta é a principal causa de perda de rendimento nos ciclos com CO₂, pois no Brasil este refrigerante opera em altas pressões e temperaturas. No entanto, as desvantagens incluem seu alto custo e as complexas condições de fluxo interno. Como proposta, sugerem a realização de estudos com métodos avançados de modelagem para compreender o funcionamento do ejetor e determinar suas condições ótimas de operação.

A simulação emerge como uma ferramenta essencial na avaliação do desempenho do sistema T-CO₂. Possibilita a modelagem e a variação de diversas condições operacionais, as quais poderiam ser inviáveis em experimentos práticos devido às complexidades associadas à montagem de uma bancada experimental. Isso se deve não apenas à dificuldade em encontrar os equipamentos necessários no mercado brasileiro, mas também aos custos envolvidos na aquisição desses dispositivos.

Assim, nesta dissertação se propõe avaliar computacionalmente o desempenho do ciclo transcrito convencional de CO₂ mediante um modelo matemático de sistema dinâmico

considerando balanços de massa, quantidade de movimento, energia e conceitos de transferência de calor, para contribuir com um melhor entendimento dos sistemas de refrigeração transcíticos de CO₂ operando com e sem ejetor.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é avaliar o desempenho do ciclo transcítico convencional de CO₂, por meio da modelagem matemática e simulação numérica, quando operando como um sistema transcítico convencional (T-CO₂) e como um sistema com ejetor (T-CO₂-EJE). Serão desenvolvidos modelos dos seus principais componentes, compressor, trocadores de calor (resfriador de gases e evaporador) e o ejetor, considerando balanços de massa, quantidade de movimento, energia e conceitos de transferência de calor, para contribuir com um melhor entendimento da operação destes sistemas de refrigeração transcíticos de CO₂. Assim, como objetivos específicos, têm-se:

- a) Realizar a revisão bibliográfica sobre o uso do ejetor em sistemas transcíticos de compressão a vapor com CO₂ operando com e sem ejetor sendo identificadas as principais metodologias aplicadas na literatura;
- b) Simular o sistema T-CO₂-EJE modificando diferentes condições de operação;
- c) Análise dos resultados.

1.3 Organização do texto

No capítulo 1 foi realizada uma breve introdução sobre os sistemas de refrigeração transcíticos de CO₂ além da simulação computacional como ferramenta para comparar com bancadas experimentais, expondo a necessidade de estudar este tipo de ciclo alternativo para cumprir com o protocolo de Montreal o qual foi ratificado no Brasil.

O capítulo 2 expõe o levantamento bibliográfico, iniciando com um breve contexto sobre a diferencia desde um ponto de vista ambiental entre os fluidos refrigerantes naturais, posteriormente será abordado o ciclo transcítico convencional e as características a considerar ao trabalhar com CO₂, depois disto o ejetor como componente para aprimorar o ciclo básico e a vantagem de analisar os ciclos mediante simulação.

O capítulo 3 foi reservado à explanação da metodologia numérica utilizada, para cada componente (compressor, trocadores de calor, válvula e ejeter) abordando as equações de balanços de massa, quantidade de movimento, energia e conceitos de transferência de calor. Neste capítulo, são descritos os modelos empregados para cada componente, este capítulo também mostra a metodologia usada para conectar os modelos.

No capítulo 4, é mostrada a avaliação de cada componente comparando com dados experimentais disponíveis na literatura, são apresentados e discutidos os resultados obtidos neste trabalho. Foi feita uma comparação entre o ciclo com e sem ejeter, mostrando o desempenho sob diferentes condições de operação, variando a temperatura de evaporação, a temperatura de saída do resfriador de gases e a pressão de descarga do compressor.

Por fim, no capítulo 5, são destacadas as conclusões alcançadas com os resultados obtidos e as recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fluidos refrigerantes naturais

O setor de refrigeração e ar-condicionado está em fase de transição para o uso de refrigerantes mais amigáveis ao meio ambiente, devido às políticas ambientais que surgiram das preocupações mundiais com o aquecimento global e a destruição da camada de ozônio. Entre as alternativas mais promissoras estão os refrigerantes naturais, como o dióxido de carbono (CO₂), a amônia (NH₃) e o propano (C₃H₈). (CARAMASCHI et al., 2024). Esses fluidos não apenas têm um impacto ambiental menor, mas o uso de cada um deles oferece diferentes vantagens ou considerações técnicas.

No caso do propano ou R290, seu uso como alternativa foi amplamente discutido nos trabalhos de IBRAHIM et al. (2024) y Yadav et al. (2022) estas revisões mostraram que os refrigerantes de hidrocarbonetos têm propriedades exclusivas em termos de desempenho térmico, o R290 possui um ODP de 0, GWP de 3, baixa toxicidade e inflamabilidade pelo que apresenta alguns desafios e limitações em seu uso. Assim, o R290 foi classificado por meio da norma ASHRAE 34, conforme mostrado na Fig. 2.1, obtendo uma classificação de A3, o que significa que ele tem alta inflamabilidade e baixa toxicidade.



Figura 2.1 - Norma ASHRAE 34, classificação do grupo de segurança dos fluidos refrigerantes. Fonte: Adaptado de ASHRAE (2022)

Continuando com a Amônia ou R717, as principais características foram discutidas em detalhe no trabalho de Hu et al. (2024) onde o desempenho da amônia foi comparado ao trabalhar como um fluido puro, bem como com aditivos, destacando que a amônia tem um bom desempenho porque tem uma taxa de fluxo de massa mais baixa com a mesma capacidade de resfriamento em comparação com outros refrigerantes, no entanto, a amônia tem uma classificação de B2L, portanto, ao trabalhar com ela, deve-se considerar sua toxicidade e sua baixa inflamabilidade.

Por fim, o CO₂, ou R744, tem atraído a atenção devido às suas propriedades termofísicas, como sua estabilidade em altas temperaturas, baixa toxicidade, não inflamabilidade, ODP de zero e GWP de um. Conforme observado no trabalho de Ehsan et al. (2023), quem também indicou que, ao utilizar o CO₂, devem ser consideradas suas características particulares, principalmente seu ponto crítico (temperatura e pressão críticas), que corresponde a 31 °C e 73,8 bar. Em comparação com outros fluidos refrigerantes, sua temperatura crítica é relativamente baixa, portanto, em climas quentes, os sistemas de refrigeração com CO₂ operam acima de 31 °C, entrando na região transcritical, além de possuir classificação A1 segundo a ASHRAE, de modo que, entre os fluidos refrigerantes apresentados, é o menos tóxico e não apresenta inflamabilidade.

Para avaliar o desempenho ambiental desses fluidos refrigerantes, geralmente é usada a métrica TEWI (Total Equivalent Warming Impact), que abrange as emissões diretas e indiretas de gases de efeito estufa. Outras técnicas usadas são a análise financeira, o COP (Coeficiente de performance) e a análise de exergia. (Diniz et al. 2023b). No trabalho de (Staubach et al. (2023)) foi aplicada uma metodologia para selecionar um refrigerante com base no coeficiente TEWI. Essa metodologia considerou dados meteorológicos anuais em todo o continente europeu, resultando em um desempenho particularmente bom de todos os refrigerantes naturais em termos de TEWI e custo anual. No entanto, o autor ressalta que a metodologia seguida não considera a classificação de segurança dos refrigerantes, o que deve ser considerado em estudos futuros, além da realização de uma análise exergética.

No estudo realizado por Paula et al. (2020b) foi feito uma análise em regime permanente de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor em um sistema de ar-condicionado, com o objetivo de comparar o desempenho ambiental, energético e exergético do R290, R1234yf e R744 (CO₂) em relação ao R134a, para isto foram usadas as métricas de TEWI, COP e

eficiência exergetica. Com condições de evaporação de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura de condensação e resfriador de gases em $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, os resultados são apresentados na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 - TEWI, COP e características de exergia dos refrigerantes testados.

Refrigerante	TEWI (kgCO ₂)	COP (-)	η_{exergia} (%)
R134a	1082	2,30	41,1
R1234yf	943	1,98	35,6
R290	808	2,32	41,5
R744	976	2,19	39,8

Fonte: Elaborado a partir dos dados de Paula et al. (2020b)

Os autores observaram que o TEWI mostrou que os três fluidos refrigerantes são alternativas viáveis, pois suas contribuições nas emissões de CO₂ são menores quando comparado com o TEWI do R134a. Na análise de COP indica que o R1234yf e R744 diminuem em 16,1% e 5%, enquanto o R290 incrementa em 0,8%. Diniz et al. (2023c) desenvolveram um modelo matemático para analisar o desempenho de uma bomba de calor de expansão direta assistida por energia solar, para avaliar o TEWI, COP e eficiência exergetica. No estudo foram testados seis fluidos refrigerantes com baixo GWP: R152a, R744, R1234yf, R1234ze(E), R170 e R290. Os autores encontram que o R744, R152a e R290 apresentam um desempenho ambiental superior em 51%, 47% e 33% respectivamente, enquanto o R744 destaca-se como melhor opção, apesar que exige uma maior quantidade de fluido refrigerante. Mesmo o R744 e R152a serem boas alternativas ambientais os autores concluíram que o mercado brasileiro não tem representantes comerciais para adquirir equipamentos adequados para trabalhar com esses fluidos refrigerantes.

2.2 Propiedades dos fluidos refrigerantes

O desempenho de cada fluido de resfriamento é determinado por uma série de características específicas que variam consideravelmente entre os diferentes tipos de fluidos. Essas diferenças são cruciais, pois influenciam diretamente a adequação do fluido a determinadas aplicações, bem como sua integração a diferentes equipamentos e sistemas. (Halimic et al. 2003).

De acordo com (Luyben 2019) cada fluido refrigerante deve ser cuidadosamente selecionado de considerando sua aplicação específica. Isso abrange uma ampla gama de setores, desde a refrigeração doméstica e industrial até os sistemas de ar-condicionado em edifícios comerciais e residenciais. A seleção adequada do fluido refrigerante não apenas garante o desempenho do sistema, mas também otimiza o dimensionamento de equipamentos como compressores, trocadores de calor, tamanho da tubulação, carga de fluido refrigerante etc. Conforme mencionado acima, a seleção do fluido refrigerante deve considerar as seguintes características:

Massa específica [kg/m^3]: Se o refrigerante tiver uma massa específica alta, isso significa que, por unidade de volume, há mais massa do refrigerante. Nesse caso, um compressor e uma tubulação menores podem ser usados, pois mais energia térmica pode ser transferida com um volume menor de fluido.

Viscosidade [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]: Para valores altos de viscosidade, a queda de pressão nos trocadores de calor aumenta incrementando a razão de pressão no compressor afetando negativamente o desempenho do sistema.

Condutividade térmica [$\text{W/K}\cdot\text{m}$]: Em geral, uma condutividade térmica mais alta resulta em um coeficiente de transferência de calor mais alto.

Calor específico [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]: Quando o calor específico é baixo, o trabalho de compressão será alto, com uma temperatura de descarga mais alta e eficiência térmica reduzida. Por outro lado, para alta capacidade de calor, pode haver compressão úmida. Portanto, é necessário um equilíbrio no valor da capacidade de calor.

Razão de pressão [-]: É a relação entre a pressão de sucção e a pressão de descarga do compressor; quanto maior essa relação, menor a eficiência do compressor.

Temperatura e pressão crítica: esses parâmetros são importantes, pois determinam se o fluido refrigerante está operando na região de saturação.

2.3 Dióxido de carbono ou R744

Em comparação com outros refrigerantes, sua temperatura crítica é relativamente baixa e por isso, em climas quentes, os sistemas de refrigeração de CO_2 operam acima de $31\text{ }^\circ\text{C}$, entrando na região transcítica. Nessa região, a transferência de calor ocorre acima do ponto crítico, pelo qual o condensador é chamado resfriador de gases, pois o fluido refrigerante não entra na região de condensação durante todo o processo de troca de calor. Nesta região além da

alta pressão, as características termofísicas, como a baixa massa molecular, resultam em uma maior capacidade volumétrica. Isso significa uma maior capacidade de resfriamento em comparação com outros fluidos com a mesma quantidade de refrigerante, permitindo o uso de compressores menores. A baixa viscosidade do CO₂ resulta em alta difusividade, o que significa que o compressor exige menos trabalho. Esse recurso reduz os custos operacionais devido ao menor consumo de energia, aumentando assim o COP (Coeficiente de Desempenho) do sistema de refrigeração. (Jabardo et al. 2018).

No trabalho de Illán-Gómez et al. (2021) foi demonstrado que a temperatura e a pressão são desacopladas na região transcritical. Isso significa que, para uma temperatura de rejeição no resfriador de gás, há uma pressão ideal na qual o sistema atinge o COP máximo. Como pode ser visto na Fig 2.2 há um ponto de operação ideal do sistema que fornece o maior COP. Em outras palavras, a relação entre a capacidade de resfriamento (Q_{evap}) e o trabalho do compressor (W) atinge o ponto ótimo. Observa-se também que a tendência dos COPs é convergir à medida que a pressão de descarga aumenta.

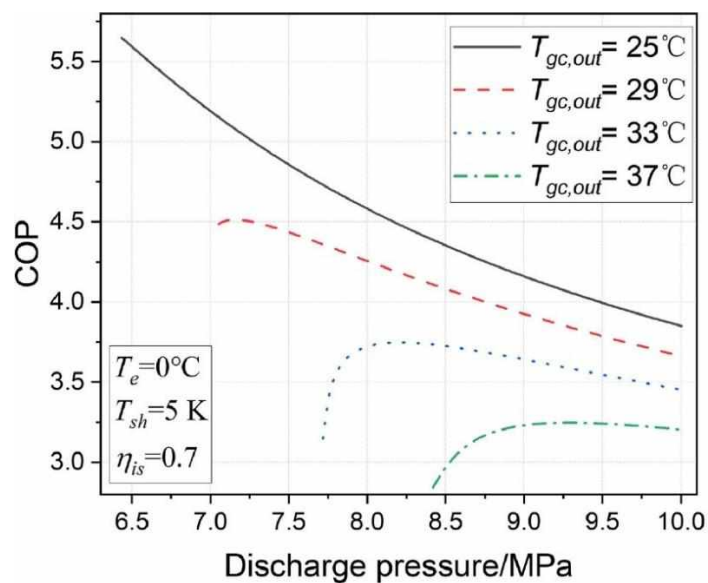


Figura 2.2 - Variação do COP com a pressão de descarga sob diferentes temperaturas do resfriador de gases. Fonte: Wang et al. (2024b)

Essa característica do CO₂ levou a linhas de pesquisa que buscam encontrar uma correlação entre a pressão e a temperatura ideais, como no trabalho de Wang et al. (2024b) quem abordara o tema desde duas perspectivas, a primeira perspectiva considera a diferença de entalpia na região supercrítica, enquanto a segunda se concentra na pressão de descarga em

baixas temperaturas de entrada de água próximas ao ponto crítico. Os resultados mostram que as propriedades físicas do CO₂ e os pontos de estrangulamento no resfriador de gás são determinantes para a pressão de descarga ideal. Liao et al. (2000) desenvolveram um estudo simulando um ciclo de compressão de vapor, revelando que a pressão de descarga ideal depende principalmente da temperatura de saída do resfriador de gás, da temperatura de evaporação e do desempenho do compressor. Com base nessas simulações, foi obtida a correlação mostrada na Tab. 2.2, junto com algumas outras correlações encontradas na literatura.

Tabela 2.2 - Correlações encontradas na literatura para o cálculo da pressão de descarga ideal.

Autores	Correlação
Liao et al. (2000)	$P_{opt} = (2,788 - 0,0157T_e)T_{gc} + 0,381T_e - 9,34$
Sarkar et al. (2006)	$P_{opt} = 85,45 + 0,77T_{w,i}$
Aprea et al. (2009)	$P_{opt} = (2,788 - 0,0157T_e)T_{gc} + 0,381T_e - 0,003T_{gc} - 9,166$
Kim et al. (2009)	$P_{opt} = 1,938T_{gc} + 9,872$
Wang et al. (2013)	$P_{opt} = 10,9799 + 1,0644T_{w,o} + 1,014T_{amb} - 0,01021T_{amb}^2$
Yang et al. (2015)	$P_{opt} = 2,918T_{gc} + 0,471T_e - 0,018T_eT_{gc} - 13,955$

Como pode ser visto na Tab. 2.2, para cada trabalho encontrado, há uma correlação diferente. Isso indica que não há uma correlação geral que possa ser aplicada, pois cada sistema é diferente, desde seus componentes até suas faixas de operação e aplicação.

No estudo de Wang et al. (2021s) foi demonstrado que, com um aumento na temperatura de saída do resfriador de gás, a pressão ideal do resfriador de gás aumenta, resultando em uma grande perda de estrangulamento devido à alta pressão, o que leva a uma diminuição na eficiência de conversão de energia do sistema no sistema convencional de compressão de vapor.

2.4 Ciclo de refrigeração transcrito por compressão a vapor

Um ciclo de refrigeração é um processo termodinâmico no qual o calor é transferido de um corpo ou espaço que está em uma temperatura alta para outro corpo ou espaço que está em uma temperatura menor, de modo que a temperatura é reduzida. Esse tipo de ciclo é usado em sistemas de ar-condicionado, processos industriais, supermercados, entre outros. (Dincer 2017). Para realizar esse trabalho de resfriamento, existem diferentes tipos de ciclos de refrigeração,

sendo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor um deles, composto por quatro componentes: compressor, condensador (resfriador de gás para CO₂), válvula de expansão e evaporador. O esquema de um ciclo de compressão de vapor, juntamente com seu diagrama de pressão e entalpia (P-h), é mostrado na Fig. 2.3.

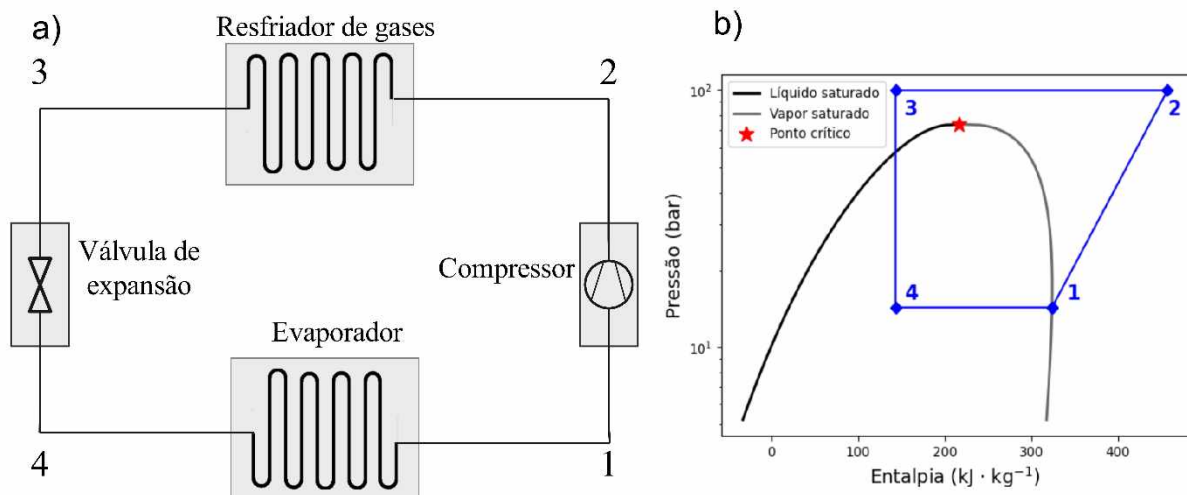


Figura 2.3 - a) Ciclo de convencional transcrito de CO₂, b) diagrama P-h. fonte: SONG et al. (2022)

Observando o diagrama P-h, pode-se ver que quatro processos ocorrem durante a operação do ciclo de refrigeração: (1-2) compressão do fluido refrigerante no compressor; (2-3) rejeição de calor para o ambiente no resfriador de gases; (3-4) expansão do fluido refrigerante na válvula; (4-1) Absorção de calor no evaporador.

O princípio operacional do sistema é o seguinte: o vapor saturado (ponto 1) é comprimido em um fluido transcrito. Isso ocorre acima do ponto crítico de temperatura (31°C) e pressão (73,77 bar) até o ponto 2. Em seguida, ele passa pelo resfriador de gases, onde o calor é rejeitado para o ambiente (ponto 3). Logo, o fluido sofre uma queda de pressão através da válvula de expansão (ponto 4) para entrar no evaporador, onde ocorre o efeito de refrigeração (ponto 1). Isso completa o ciclo de refrigeração.

Esse ciclo foi inicialmente estudado por meio da análise de exergia por Robinson e Groll (1998) onde foram avaliadas as porcentagens de irreversibilidade dos componentes do ciclo transcrito, concluindo que a válvula de expansão era o componente com a maior irreversibilidade. No trabalho de Song et al. (2021) foi realizada uma análise de energia e exergia, adicionando um trocador de calor intermediário para melhorar o desempenho do

sistema, pois, conforme destacado pelo autor, o ciclo convencional tem um desempenho baixo ao trabalhar em altas temperaturas ambientes, já que para uma temperatura de 35 °C o COP foi de 2,88 e para uma temperatura de 45 °C o COP diminui para 1,87.

Yang et al. (2005) compararam o desempenho do ciclo de compressão de vapor operando com uma válvula de expansão e um expansor. A comparação foi realizada com a primeira e a segunda lei da termodinâmica, observando que a válvula de expansão tem a maior irreversibilidade; no ciclo com expansor, essa irreversibilidade no dispositivo de expansão foi reduzida em 50%.

Gullo et al. (2016) estudaram o ciclo usando um método avançado de análise de exergia, isso para um ciclo booster, com compressão paralela, descobrindo que os componentes com maior irreversibilidade eram os compressores; no entanto, a contribuição da válvula de expansão também é considerável. Esse mesmo autor estudou posteriormente em GULLO (2021) diferentes variações do ciclo de compressão de vapor, incluindo o ciclo de compressão paralela e o ciclo de ejetor duplex, sendo que o último ciclo teve o melhor desempenho em condições ambientais de alta temperatura.

Song et al. (2022) investigaram a razão pela qual o ciclo de compressão de vapor transcrito de CO₂ apresenta baixo desempenho quando a temperatura ambiente é elevada, para isso foi utilizada uma análise exérgica avançada, constatando que a principal causa é a válvula de expansão, pois esta contribui com 36 % das irreversibilidades do ciclo, porém os resultados sugerem que o evaporador e o resfriador de gás são os principais responsáveis das irreversibilidades na válvula e no compressor, concluindo que o potencial de otimização destes é até 4 vezes maior e, portanto, devem ser realizados estudos para otimizá-los. Um trabalho sobre a otimização do resfriador de gases foi desenvolvido por GE et al. (2015) que construíram dois resfriadores a gás de tubo aletado com diferentes desenhos estruturais, descobriram que 90% da transferência de calor ocorre nos primeiros 17 % do comprimento dos trocadores e propuseram o uso de um controle de fluxo de ar como a forma mais eficaz de controlar o desempenho do resfriador a gases.

Em Vaccaro et al. (2023) foi analisado por meio de simulações o desempenho do ciclo transcrito com diferentes configurações, incluindo o ciclo de compressão de vapor, usando diferentes misturas de CO₂ com os seguintes fluidos refrigerantes: R1234yf, R1233zd(E), R1234ze(E), pentano, propano, isobutano e éter dietético. O autor conclui que os resultados comprovam que o uso de misturas de CO₂ aumenta o desempenho do sistema.

Resultados semelhantes são obtidos em Sun et al. (2023) quem avaliaram o desempenho do R744 e da mistura R744/R41(25/75) em quatro ciclos transcíticos, destacando que o ciclo base apresenta o desempenho mais baixo e concluindo que tanto a mistura quanto o expensor são opções que melhoram esse desempenho, concluindo que novos estudos devem ser realizados investigando mais tecnologias. Além disso, no trabalho de Zhang et al. (2013a) foi demonstrado numérica e experimentalmente que o uso de uma mistura de R744/R290 na qual a proporção de R744 é maior do que 78 % reduzindo a pressão de descarga ideal do compressor, constatando que essa pressão depende principalmente da temperatura do resfriador de gases, da proporção dos fluidos refrigerantes e da temperatura de evaporação, enquanto variáveis como superaquecimento e desempenho do compressor têm pouca influência. Experimentalmente, o mesmo comportamento da pressão de descarga ideal foi encontrado por Cabello et al. (2008) onde o autor conclui que este tipo de ciclo de refrigeração requer um controle preciso da pressão de descarga do compressor, pois um pequeno erro na pressão causa uma forte redução na eficiência e se o erro não pode ser evitado, ele deve ser superestimado, pois então a redução no COP é menor do que se a pressão ótima for subestimada.

Casi et al. (2022) Foram investigadas experimentalmente duas tecnologias para aprimorar o desempenho do ciclo base transcítico de CO₂: o trocador de calor interno (IHX) e o sub-resfriador termoelétrico (TESC). Os resultados obtidos mostram que ambas as tecnologias são promissoras para melhorar o ciclo, pois, sob as temperaturas ambientes testadas de 25 °C, 30 °C e 35 °C, o COP foi superior em todos os casos, alcançando uma melhoria máxima de 13,3 % e 16,2 % para o IHX e o TESC, respectivamente. A implementação de um TESC também foi estudada experimentalmente em Sánchez et al. (2020) quem investigaram para temperaturas ambientais de 25 °C e 30 °C, mantendo a temperatura de evaporação em -10 °C, os resultados mostram melhoras de até 6,3 % e 9,9 % para as duas condições ambientais testadas.

Em Baheta et al. (2015) foi constatado mediante uma série de simulações o efeito do COP na temperatura de saída do resfriador de gases e a temperatura de evaporação, os resultados são apresentados na Fig. 2.4.

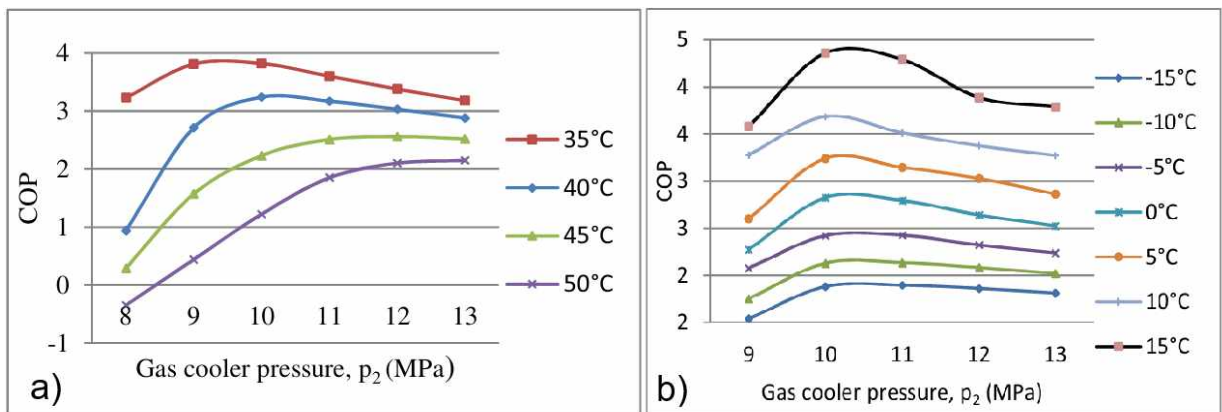


Figura 2.4 - Variação do COP para diferentes: a) temperaturas do resfriador de gás, b) temperaturas de evaporação Fonte: Baheta et al. (2015)

Como pode ser observado, o ciclo de compressão de vapor transcrito de CO_2 apresenta uma diminuição no COP quando a temperatura de saída do resfriador de gases aumenta e a temperatura de evaporação diminui, concluindo o autor que o ciclo pode ser adequado para aplicações de ar-condicionado porque a temperatura de evaporação utilizada nestas aplicações não compromete o rendimento do sistema transcrito, além disto o autor espera que trabalhos futuros sejam realizados para aprimorar o ciclo base.

2.5 Ciclo de refrigeração transcrito por compressão a vapor com ejetor

Como foi visto no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o seu desempenho é penalizado ao trabalhar sob condições de operação nas quais a temperatura ambiente é alta ou quando são necessárias temperaturas de evaporação muito baixas, além da alta pressão de operação, de forma que a maioria dos trabalhos encontrados busca ou destaca a necessidade de encontrar formas de melhorar esse baixo desempenho, investigando desde novos componentes, modificações do ciclo e trabalhos de otimização, na revisão bibliográfica de YU et al. (2019b) foram realizadas uma análise detalhada das diversas tecnologias, bem como dos seus fundamentos de funcionamento, características técnicas e desempenho, além de resumos de estudos anteriores. As tecnologias encontradas pelo autor são: o trocador de calor interno, o ejetor, tubo de vórtice, expensor, sub-resfriamento, desvio de gás de flash, compressão paralela, resfriamento evaporativo e mistura de CO_2 com outros fluidos refrigerantes. Os autores observaram que o ejetor, ao aumentar a pressão de sucção do compressor, melhora a taxa de compressão e, conseqüentemente, aumenta a eficiência do ciclo. No entanto, destacam como

desvantagens o seu alto custo e as complexas condições de fluxo interno. Como proposta, sugerem a realização de estudos com métodos avançados de modelagem para compreender o funcionamento do ejetor e determinar suas condições ótimas de operação. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor com ejetor é composto por cinco componentes: compressor, condensador (resfriador de gases para o CO₂), válvula de expansão, evaporador e ejetor. O esquema deste, juntamente com seu diagrama de pressão e entalpia (P-h), é mostrado na Fig. 2.5.

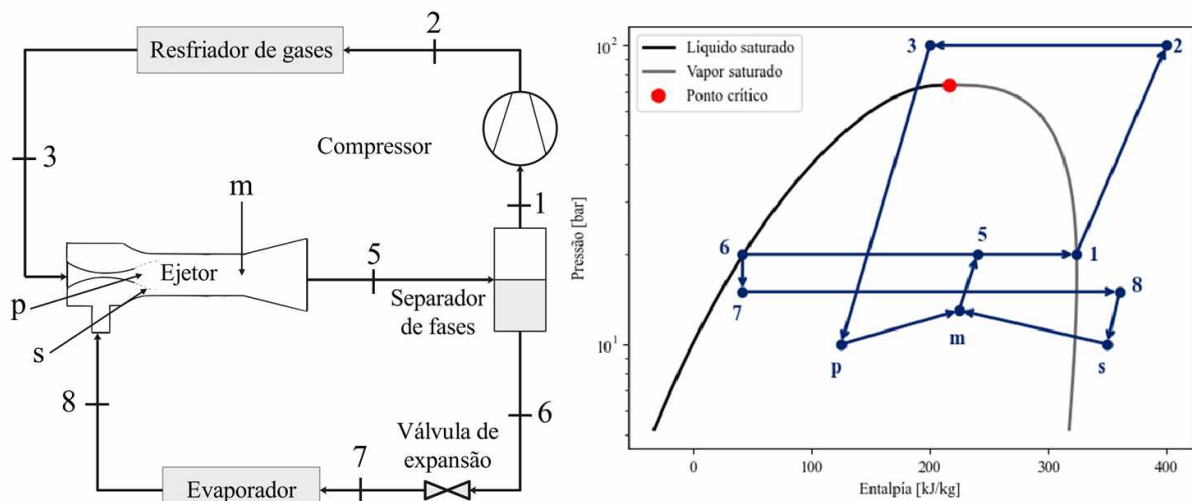


Figura 2.5 – (a) ciclo de compressão de vapor de CO₂ transcrito com ejetor, (b) diagrama P-h. fonte: adaptado de Surwase et al. (2023a)

Ao observar o diagrama P-h, podem evidenciar-se os seguintes processos: (1-2) compressão do fluido refrigerante no compressor; (2-3) Rejeição de calor para o ambiente no resfriador de gases; (3-p) expansão do fluido refrigerante no bocal primário do ejetor; (8-s) expansão do fluido refrigerante no bocal secundário do ejetor; (p,s -m) mistura dos fluidos primário e secundário na câmara de mistura do ejetor; (m-5) aumento de pressão no difusor; (5-1,6) vapor e líquido separado para o compressor e válvula de expansão; (6-7) expansão do fluido refrigerante na válvula de expansão e (7-8) absorção de calor no evaporador.

O princípio de funcionamento do sistema é o seguinte: vapor de CO₂ subcrítico entra no compressor (ponto 1), neste é comprimido acima do ponto crítico (31 °C e 73,77 bar) até a entrada do resfriador de gases (ponto 2), logo o fluido transcrito é resfriado ao longo do resfriador de gases até a entrada do bocal primário do ejetor (ponto 3), o fluido é então expandido e passa a ser uma mistura (ponto p), simultaneamente vapor superaquecido proveniente do evaporador (ponto 8) é succionado no bocal secundário do ejetor para ser

expandido (ponto s), dessa forma as duas vazões provenientes dos bocais primário e secundário são misturadas dentro do ejedor na câmara de mistura (ponto m), assim a mistura que deixa a câmara de mistura entra no difusor, lugar do ejedor que aumenta sua pressão (ponto 5), saindo como fluido saturado para ser recebido e dividido pelo tanque separador de fases, o vapor saturado vai para o compressor (ponto 1), o líquido saturado (ponto 6) experimenta um processo de expansão na válvula (ponto 7) para entrar no evaporador, onde o efeito de refrigeração é produzido (ponto 8), completando assim o ciclo.

O uso do ejedor foi investigado por Yu et al. (2008) quem, através de simulações, compararam o desempenho de um ciclo em cascata com e sem ejedor, com uma temperatura de descarga do resfriador de gases superior a 40 °C, obtendo uma melhoria no COP de 19,1 % ao implementá-lo. Resultados similares foram obtidos de forma experimental por Nakagawa et al. (2011) obtendo uma melhoria no COP de cerca de 27 %, que, além do ejedor, usaram um trocador de calor interno, concluindo que as condições de entrada do fluido refrigerante no bocal primário do ejedor mostraram a maior influência na eficiência deste. Em simulação de Huang et al. (2018a) foi avaliado o desempenho de um ciclo booster e um ciclo com ejedor, concluindo o autor que o COP apresenta baixa sensibilidade a parâmetros como o superaquecimento, além disso a carga de refrigerante do ciclo com ejedor foi maior, apesar disso, os ganhos em COP são mais significativos, pois o CO₂ é um refrigerante natural seguro para o meio ambiente, de baixo custo e alta disponibilidade.

A fim de garantir que apenas vapor chegue ao compressor e líquido ao evaporador, um separador de fases é introduzido, como foi visto no diagrama da Fig. 2.5. No entanto, para que apenas vapor chegue ao compressor, é necessário que o fluido refrigerante à saída do ejedor satisfaça um certo título e taxa de arrastamento. Esses parâmetros serão discutidos em capítulos posteriores. Experimentalmente, conseguir esse nível de controle é difícil, por isso, em alguns trabalhos, é introduzido um trocador de calor na saída do ejedor, e adicionalmente é usada a linha de retorno de óleo para aumentar a temperatura à entrada do compressor e assegurar a presença de vapor superaquecido, tal como foi implementado no trabalho experimental de Lucas e Koehler (2012a) que obteve um aumento no COP de até 17 % em relação ao ciclo transcrito base de CO₂. No entanto, as diferenças na capacidade de refrigeração não são significativas.

Como foi visto no capítulo anterior, a válvula de expansão é o principal componente que contribui para as irreversibilidades. Neste ciclo, uma análise de exergia foi realizada em Liu et al. (2020) em este, o autor constata que o COP e a eficiência exergética são melhorados

em relação ao ciclo convencional em 19,6 % e 15,9 % respectivamente. Apesar disso, a destruição de exergia continua sendo atribuída aos dispositivos de expansão, apenas em menor grau para o ciclo com ejedor.

Bai et al. (2017a) propôs um ciclo com dois ejedores, que foi validado por meio de simulações. As análises mostraram que, ao usar dois ejedores, o resfriador de gases apresenta o maior percentual de destruição de exergia. Além disso, o COP foi melhorado em comparação ao ciclo convencional entre 5,26 % e 25,5 %, dependendo das condições dadas. O uso de um trocador interno em um ciclo com ejedor foi estudado por Zhang et al. (2013b) os resultados do autor permitem concluir que o IHX melhora a eficiência do ejedor, assim como também aumenta sua taxa de arraste. No entanto, isso não é verdade para todas as condições testadas, portanto, o autor destaca a necessidade de realizar mais pesquisas para entender o funcionamento ótimo desses componentes. A seguir, na Tab. 2.3, é apresentado um resumo de mais pesquisas encontradas que utilizam ejedor.

Tabela 2.3 - Resumo dos trabalhos com ejedor transcrito de CO₂.

Autores	Tipo de trabalho	Configuração do ciclo	Destaque
Li et al. (2022)	T	EJE	Compressão de duas etapas, aplicada para temperaturas de [-25 a -35] °C, COP _{max} = 1,13 para T _e = -35 °C.
Zhu et al. (2017)	E	T-CO ₂	Aumento do COP de 11 % a 18,9 %, em relação ao ciclo sem ejedor.
Liu et al. (2019a)	T	EJE	A pressão de descarga ótima aumenta com a T _{amb} , o COP aumento entre 24 % - 39 % para o ciclo EJE-TES.
Zhu e Elbel (2020)	E	EJE-TES EJE-CV	O controle de vórtice no bocal primário aumenta o COP entre 8,1 % a 11 %.
Deng et al. (2007)	T	T-CO ₂ IHX EJE	A taxa de arrastamento e título do ejedor Tem uma relação inversa, o ejedor aumenta COP _{max} em 19 % e 21 % para T-CO ₂ -IHX e T-CO ₂ .

Elbarghthi et al. (2021)	E	T-CO ₂ EJE	COP _{max} = 11 % no ciclo com ejedor, redução do consumo de energia do compressor em 18%.
Lee et al. (2011)	E	T-CO ₂ EJE	Aplicação para ar-condicionado, COP _{max} de até 15% com ejedor, há uma condição ideal do ejedor para cada teste.
Manjili e Yavari (2012)	T	EJE-IHX EJE EJE-MIC	O ciclo T-CO ₂ -EJE-MIC aumento o COP em 15,3 % e 19,6 % com relação ao ciclo T-CO ₂ -IHX-EJE e T-CO ₂ -EJE.
Eskandari et al. (2019a)	T	T-CO ₂ EJE	O consumo de energia do compressor ao usar um ejedor é reduzido em até 50%, o ciclo do ejedor melhorou o COP em todas as condições.
Li e Groll (2005)	T	T-CO ₂ EJE	Aplicação de ar-condicionado, o ciclo do ejedor melhorou o COP em até 16%.

Legenda

T: Teórico

E: Experimental

T-CO₂: Ciclo de refrigeração transcrito por compressão a vapor

EJE: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor

EJE-TES: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e subresfriamento termoeletrico

EJE-CV: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e controle de vortice

IHX: Ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno

EJE-IHX: Ciclo de refrigeração transcrito com trocador de calor interno e ejedor

EJE-MIC: Ciclo de refrigeração transcrito com ejedor e resfriamento intermediário múltiplo

2.6 Revisão ejedor

Como foi visto em capítulos anteriores, o ejedor é um componente usado em sistemas de refrigeração, cujo objetivo é reduzir a relação de compressão e por consequência, reduzir o consumo elétrico do compressor, aumentando assim o COP. Seu desenho esquemático é mostrado na Fig. 2.6, este é composto por: um bocal primário, um bocal secundário, uma câmara de mistura e um difusor.

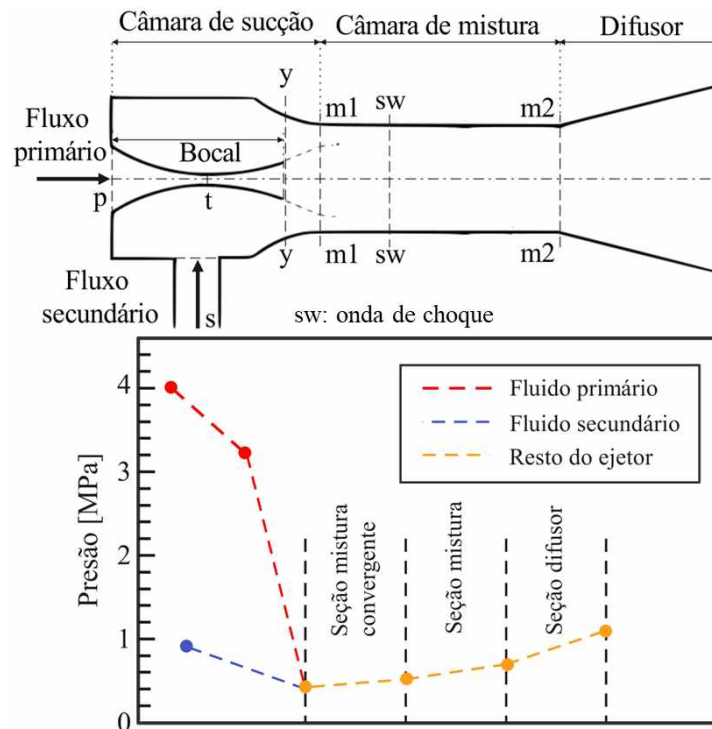


Figura 2.6 - Desenho esquemático do ejetor e perfil de pressão ao longo do ejetor. fonte: adaptado de Ameur et al. (2016a)

O funcionamento do ejetor é o seguinte, como pode ser evidenciado na figura anterior: o fluido refrigerante primário entra no bocal primário, onde é estrangulado devido à redução da área transversal, diminuindo assim a pressão enquanto a velocidade aumenta. Ao mesmo tempo, o fluido secundário é sugado no bocal secundário. À medida que o fluido percorre a câmara de mistura este experimenta um processo de desaceleração promovido por ondas de choque, estas ondas de choque acontecem porque a velocidade do fluido refrigerante é maior que a velocidade do som, essa desaceleração tem o efeito de aumentar a pressão estática antes de entrar no difusor aprimorando a eficiência do ejetor, no entanto com o aumento da pressão na saída do difusor estas ondas de choque tendem a se deslocar para a saída da garganta do bocal primário como foi constatado em trabalhos de Zhu et al. (2024a) e Wang et al. (2017a), esta perturbação afeta a taxa de arrastamento de forma negativa, se a perturbação for muito elevada o ejetor entra a operar em modo de fluxo reverso impactando de forma negativa o funcionamento do sistema de refrigeração, por fim, o fluido refrigerante misturado entra no difusor, onde, devido ao aumento da área da seção transversal, a pressão é aumentada enquanto a velocidade diminui. Como foi encontrado em Li et al. (2017) e mostrado na Fig. 2.7, o ejetor possui três modos de operação. Esses modos de operação estão relacionados com o efeito de fluxo estrangulado, que

ocorre em gargantas de bocais convergente-divergente ou em válvulas. É um efeito limitante relacionado ao efeito Venturi, pois a velocidade do fluido aumenta e a pressão diminui devido à menor área de seção transversal no estrangulamento. No entanto, quando a velocidade do fluido atinge a velocidade do som no fluido, o fluxo de massa não aumentará mais com reduções adicionais de pressão. modo crítico: double-choking no fluxo primário e secundário, modo subcrítico: Single-choking no fluxo primário e modo de refluxo (Back-flow): não existe nenhum fenômeno de choking

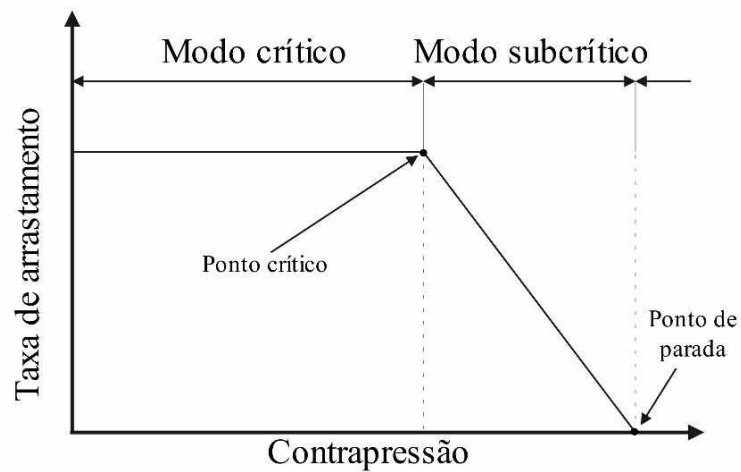


Figura 2.7 - Modos de operação do ejedor. fonte: adaptado de LI et al. (2017)

Como foi visto, o modo de funcionamento do ejedor depende principalmente da taxa de arraste e da contrapressão. A taxa de arraste é definida por Surwase et al. (2023a) como

$$\mu = \frac{\text{vazão mássi cabocal secundário}}{\text{vazão mássi cabocal primário}} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.1)$$

Onde está representa a razão entre o fluxo de massa que entra no bocal secundário e o bocal primário. Outros parâmetros usados para avaliar o desempenho do ejedor são mostrados nas Eqs. (2.2 - 2.3):

$$PLR = \frac{\text{pressão de saída do ejedor}}{\text{pressão de entrada bocal secundário}} \quad (2.2)$$

$$PL = \text{pressão de saída do ejedor} - \text{pressão de entrada bocal secundário} \quad (2.3)$$

Pressure Lift (PL) refere-se à diferença de pressão entre a entrada e a saída do fluido refrigerante, ou seja, a quantidade de pressão que o ejedor pode aumentar. Pressure Lift Ratio (PLR) é a relação entre a pressão na saída do difusor e a pressão na entrada do bocal secundário. Outro parâmetro para avaliar o desempenho é a eficiência do ejedor, a qual foi estudada extensivamente por Liu (2014), quem realizara uma revisão bibliográfica sobre este conceito e as diferentes equações propostas por diversos autores. Para o ciclo transcrito com CO₂, é usada Eq. 2.4, proposta por Köhler et al. (2007) que se mostra a continuação

$$\eta_{eje} = \mu \frac{(h'_{s,ise} - h_s)}{(h_p - h'_{p,ise})} \quad (2.4)$$

A contrapressão foi discutida por Wang et al. (2017a) destacando que é um parâmetro pouco estudado, que está ligado à pressão de entrada do bocal primário, pois ao aumentar esta, a taxa de arraste diminui, afetando negativamente a eficiência do ejedor, concluindo que a contrapressão deve ser controlada precisamente para estabelecer os valores ótimos de operação do ejedor. Em Guangming et al. (2010) foi constatado, tanto de forma experimental quanto numericamente, que ao diminuir a contrapressão, a taxa de arrastamento aumenta. No entanto, uma vez que a taxa de arrastamento atinge um ponto crítico, ela permanece constante, independentemente de diminuições adicionais na contrapressão.

A modelagem mais confiável para estudar o ejedor é a abordagem experimental, pois ela fornece os resultados mais precisos, entretanto estudar de forma experimental os parâmetros geométricos, o desempenho e o complexo fluxo interno do ejedor, se torna um trabalho que enfrenta limitações, isto devido a maior complexidade para implementar o sistema, o alto custo dos equipamentos e a disponibilidade deles, como foi constatado pôr o trabalho experimental de Pardiñas et al. (2023) quem modificaram um sistema booster adicionando novas tecnologias, por conseguinte aumentando o desempenho do sistemas, mas aumentando também sua complexidade e custo de investimento. Na parte experimental forma estudadas as condições dos fluxos internos dentro do ejedor como pesquisado por Palacz et al. (2022) neste trabalho foi construído um ejedor transparente equipado com uma câmera de alta velocidade, observando com êxito fenômenos como as ondas de choque dentro da câmara de mistura, entretanto, os fluxos primários e secundários foram dificilmente identificáveis devido a intensa mistura deles.

Desta forma, a modelagem matemática oferece uma abordagem eficiente para estudar o desempenho e comportamento do ejetor, pois uma abordagem experimental com objetivo de modificar parâmetros geométricos, estudar o complexo fluxo interno dentro do ejetor, converte-se em um trabalho complexo, além do risco que envolve trabalhar com este sistema que trabalha em altas pressões.

2.6.1 Modelagem matemática

O primeiro modelo do ejetor encontrado na literatura foi proposto por Keenan et al. (1950) quem desenvolveu os modelos unidimensionais de mistura a pressão constante (M.P.C.) e mistura em área constante (M.A.C.), o primeiro assume que o processo de mistura dos fluidos primário e secundário acontece sem mudanças de pressão na câmara de mistura, o segundo considera que existe mudança de pressão, mas a área ocupada pelos fluidos primário e secundário na câmara de mistura permanece constante, esta primeira abordagem foi utilizada como referência para futuros trabalhos quem modificaram estes modelos para aumentar sua complexidade ou diminui-la, dentro da literatura encontrada, observasse que o modelo de mistura a pressão constante é mais utilizado, isto pode ser devido a que este modelo tem menor complexidade além de que experimentalmente foi demonstrado que os ejetores de área constante tem um menor desempenho como foi evidenciado em Chen et al. (2014). Geralmente estes modelos avaliam o desempenho do ejetor utilizando laços iterativos da taxa de arrastamento.

Tanto o modelo de mistura a pressão e área contante assumem um valor inicial da pressão na câmara de mistura, como norma este valor sempre é igual ou menor a pressão de evaporação como foi evidenciado em Chen et al. (2014), porque em caso contrário o fluido refrigerante não poderia escoar para o difusor, a Tab. 2.4 mostra os valores assumidos desta pressão de acordo com vários estudos.

Tabela 2.4 - Valor da pressão assumida na entrada da câmara de mistura reportada na literatura.

Autores	Valor da P_{mix}	Modelo ejetor
Liu et al. (2019a)	P_{eva}	M.P.C.
Cen et al. (2012)	$P_{eva} - 0.3 \text{ bar}$	M.A.C.
Surwase et al. (2023)	$P_{eva} - 0.3 \text{ bar}$	M.P.C

Manjili et al. (2019)	P_{eva}	M.A.C.
Lawrence et al. (2018)	$P_{sat,eva} - 1 \text{ } ^\circ\text{C}$	M.P.C

Uma das considerações mais relevantes na modelagem do ejetor é garantir que a descarga do ejetor proporcione vapor ao compressor, geralmente na saída do ejetor é colocado um tanque separador de fases ou um evaporador adicional, quando colocado um tanque separador de fases é preciso que a taxa de arrastamento satisfaça a Eq. 2.5 esta equação é derivada de um balanço de vazão mássica no tanque como utilizado em Ameer et al. (2016), Surwase et al. (2023).

$$X_{outlet,eje} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (2.5)$$

Quando colocado um trocador de calor na saída do ejetor, este garante que o fluido refrigerante que entra no compressor se encontra superaquecido, em trabalho experimental de Lucas et al. (2012) além do evaporador o fluido refrigerante foi superaquecido em 20 K aproveitando a linha de retorno de óleo do compressor. Dito isto, os modelos de M.P.C. e M.A.C. foram utilizados para o ejetor em diferentes sistemas e configurações. Em Udriou et al. (2023) foi utilizado o M.P.C. para o ejetor em um ciclo cascata utilizando o ejetor no ciclo de alta temperatura atingindo melhoras no COP de até 38%. Em trabalho de Megdouli et al. (2017) foi simulado um ciclo de refrigeração cascata para baixas temperaturas utilizando CO₂ no ciclo de alta temperatura e N₂O no ciclo de baixa temperatura, junto com um ejetor M.P.C. tanto no ciclo de baixa e alta temperatura. Bai et al. (2017) propuseram um ciclo modificado de dois estágios com dois ejetores M.P.C. obtendo uma melhora de até 25,5 % no COP e aprimorando taxa de elevação de pressão em 12,2 %. Manjili et al. (2019) utilizaram o modelo M.A.C. para um ciclo de dois estágios com dois ejetores adicionando uma linha de desvio na entrada do compressor para evitar fluxo extra no compressor. Os anteriores trabalhos assumem que a mudança de fase no ejetor ocorre em equilíbrio homogêneo termodinâmico. No trabalho de Huang et al. (2018) foi simulado um ejetor de mistura a pressão constante, no qual a pressão de entrada na câmara de mistura é calculada em lugar de ser assumida, para isto foi proposta a Eq. 2.6, para utilizar esta equação deve se assumir o comportamento do gás ideal e a expansão isentrópica.

$$P_{2,4} = P_3 \left(\frac{2}{1+k} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.6)$$

Diferentes autores podem considerar fenômenos físicos dentro do ejetor como visto no trabalho de Zhu et al. (2018) neste foi proposto uma metodologia de ejetor de mistura constante considerando que não existe equilíbrio na mudança de fase, para isto foram utilizados os dados de 130 casos com três diferentes ejetores resultando em uma correlação para calcular a pressão na garganta primaria, além disto este modelo modificado permite prever a vazão mássica do sistema, por fim os autores concluem que sua correlação não pode ser utilizada quando o título na garganta supera 65 % pois o erro aumenta drasticamente. Em Purjam et al. (2021) foi considerado um modelo termodinâmico do ejetor independente das áreas e razões de área, nesta modelagem o autor considera a onda de choque que acontece no interior da câmara de mistura quando a velocidade do fluido refrigerante supera a velocidade do som do fluido, apesar disto o autor conclui que o modelo utilizado não pode prever ondas de choques oblíquas ou pseudo ondas de choques, mas também retorna resultados questionáveis sobre as ondas de choque normais. No trabalho de Jin et al. (2019) o autor desenvolve o modelo de mistura a área constante assumindo que os efeitos da onda de choque se encontram considerados dentro das eficiências isentrópicas do ejetor.

Como visto na anteriormente o ejetor tem três modos de operação, o seguinte modelo considera estes modos, este foi introduzido por Huang et al. (1999) com base no trabalho de Monday et al. (1977), o modelo assume “choked flow” dos fluxos primário e secundário na garganta e câmara de sucção respectivamente, este é um efeito que ocorre em estrangulamentos, como a garganta de um bocal convergente-divergente ou uma válvula. Este se encontra relacionado ao efeito de Venturi, pois a velocidade do fluido aumenta e a pressão diminui devido à menor área de seção transversal no estrangulamento. No entanto, quando a velocidade do fluido atinge a velocidade do som no fluido, o fluxo de massa não aumentará mais com reduções adicionais de pressão como foi explicado por os trabalhos de Hammer et al. (2022) e Peris Pérez et al. (2021). Deste modo o ejetor é modelado para trabalhar no modo transcrito, como mostrado em trabalho de Tashtoush et al. (2024) quem modela o ejetor implementado em um ciclo de compressão paralela, as propriedades do fluido primário na garganta são calculadas por meio de laços iterativos e expansão isentrópica atualizando a pressão na garganta P_t , até que a diferença entre a velocidade do fluido e do som sejam aproximadamente zero. Para o choked flow do fluido secundário um processo similar é seguido assumindo a pressão na entrada

da câmara de mistura $P_{m,in}$, as secções restante do ejedor são calculadas mediante balanços de massa, de energia e de quantidade de movimento linear, por causa disto o modelo precisa dos diâmetros das diferentes secções do ejedor e tem maior complexidade quando comparado com os modelos M.P.C. e M.A.C., pois além disso também considera a onda de choque que acontece na câmara mistura.

Esta onda de choque na câmara de mistura é um fenômeno físico importante a ser considerado pois a medida que o fluido percorre a câmara de mistura este experimenta um processo de desaceleração promovido por ondas de choque, estas ondas de choque acontecem porque a velocidade do fluido refrigerante é maior que a velocidade do som, essa desaceleração tem o efeito de aumentar a pressão estática antes de entrar no difusor aprimorando a eficiência do ejedor, no entanto com o aumento da pressão na saída do difusor estas ondas de choque tendem a se deslocar para a saída da garganta do bocal primário por causa da contrapressão como foi constatado em trabalhos de Zhu et al. (2024) e Wang et al. (2017), esta perturbação afeta a taxa de arrastamento de forma negativa, se a perturbação foi muito elevada o ejedor entra a operar em modo de fluxo reverso impactando de forma negativa o funcionamento do sistema de refrigeração.

O modelo de Taslimi Taleghani et al. (2018a) considera que existe equilíbrio homogêneo para o fluxo bifásico, isto significa que as duas fases se encontram em equilíbrio dinâmico e térmico, e todas as propriedades são constantes ao longo das secções transversais, essa suposição foi comprovada de forma experimental por Chaiwongsa et al. (2007) concluído que essa suposição é razoável devido as altas velocidades do fluido dentro do ejedor e suas pequenas dimensões, este modelo considera os comprimentos e ângulos além dos diâmetros, pode ser usado para calcular o desempenho quando os parâmetros geométricos são fixos ou para projetar o ejedor quando os parâmetros de operação são conhecidos. Devido a que o fluido refrigerante dentro do ejedor se encontra em estado bifásico o cálculo da velocidade do som requer uma atenção especial, em trabalhos anteriores foram utilizadas diferentes correlações da literatura, em Ameer et al. (2016b) além da metodologia que busca maximizar o fluxo de massa o autor propõe a Eq. 2.7 para o CO_2 , o resultado desta com outras correlações e dados experimentais é comparada concluindo o autor que pode a equação proposta pode prever de forma correta o valor da velocidade do som.

$$a^2 = \frac{1}{\bar{\rho}^2} \left[X \frac{1}{\rho_v^2} \left(\frac{\partial \rho_v}{\partial P} \right)_s + (1 - X) \frac{1}{\rho_l^2} \left(\frac{\partial \rho_l}{\partial P} \right)_s \right]^{-1} \quad (2.7)$$

Por outro lado, as perdas causadas por um processo de expansão foram identificadas como uma das maiores irreversibilidades dos ciclos de refrigeração transcrito, como nos sistemas de refrigeração transcrito de CO₂ o ejetor é proposto como um dispositivo de expansão, estas perdas são consideradas por meio de valores assumidos para os componentes do ejetor como são o bocal primário, o bocal secundário, a câmara de mistura e o difusor, a Tab. 2.5 mostra os valores encontrados na literatura para ejetores bifásicos de CO₂.

Tabela 2.5 - Resumo das eficiências isentrópicas assumidas na literatura para os componentes do ejetor.

Autores	η_p	η_s	η_m	η_d
Udroiu et al., (2023)	0,80	0,80	0,80	0,80
Liu et al. (2019)	0,90	0,90	-	0,80
Cen et al. (2012)	0,90	0,90	0,90	0,80
Manjili et al. (2019)	0,90	0,90	0,90	0,80
Megdouli et al, (2017)	0,75	0,75	0,80	0,75
Bai et al. (2017)	0,80	0,80	0,85	0,80
Peris Pérez et al. (2021)	0,90	0,90	0,95	0,80
Tashtoush et al. (2024)	0,93	0,92	-	0,92
Zhu et al. (2018)	0,95	0,95	-	0,90
Huang et al. (2018)	0,90	0,90	0,88	0,85
Surwase et al. (2023)	0,90	0,90	-	0,80
Ameur et al. (2016b)	0,85	0,85	-	0,70
JIN et al. (2019)	0,60	0,60	-	0,70

Em lugar de assumir um valor destas eficiências no trabalho de Liu e Groll (2013) foi proposta uma metodologia para determinar as eficiências dos componentes do ejetor bifásico de CO₂ por meio de dados experimentais, propondo equações empíricas destas eficiências em função do diâmetro da câmara de mistura, diâmetro da garganta, a pressão do bocal primário e secundário, baseado neste trabalho Zheng et al. (2015) propus as correlações mostradas nas Eq. 2.8 e 2.9 isto porque o trabalho no qual se encontra baseado não fornece os limites das variáveis independentes.

$$\eta_p = 0,7797 + 0,5822 \frac{D_t}{D_{mix}} - 0,1306 \frac{P_p}{P_s} \quad (2.8)$$

$$\eta_s = -1,2075 - 0,1014 \frac{D_t}{D_{mix}} + 0,9709 \frac{P_p}{P_s} + 0,7318 \left(\frac{D_t}{D_{mix}} \right)^2 - 0,1214 \left(\frac{P_p}{P_s} \right)^2 \quad (2.9)$$

Sendo estas correlações validas para os seguintes limites $0,45 \leq D_t / D_{mix} \leq 2$ e $2 \leq P_p / P_s \leq 4,5$. Por fim o último modelo encontrado foi proposto por Zhu et al. (2007) este modelo recebe o nome de Shock circle model, sendo este o único modelo 2D entre os modelos matemáticos mostrados no presente trabalho, os autores propõem uma metodologia na qual o cálculo do desempenho do ejetor é independente dos fluxos na câmara de mistura e do difusor, consequentemente os autores afirmam que o cálculo realizado é ainda mais simples comparado com os modelos 1D e com maior precisão, este modelo foi validado por meio de dados experimentais. Na literatura foi utilizado para um sistema de liquefação com dois ejetores de CO₂ no trabalho de Khalili et al. (2023) validando os resultados com dados experimentais da literatura conseguindo um erro máximo de 6 %.

2.6.2 Modelagem CFD

A dinâmica de fluidos computacional (CFD) é uma poderosa ferramenta numérica que pode simular o comportamento do fluxo a nível local, fornecendo informações mais precisas e fisicamente mais realista pois pode predizer fenômenos físicos como as ondas de choque obliquas e pseudo onda de choques. Além disso a complexidade é muito maior assim como o custo computacional, outra vantagem é que o CFD não depende de parâmetros tomados de forma experimental por que a aplicabilidade dos modelos é maior Ringstad et al. (2020). Como visto na secção anterior a grande maioria dos modelos matemáticos consideram que existe equilíbrio, tanto termodinâmico como mecânico, ou seja, as duas fases do fluido refrigerante têm a mesma pressão, temperatura, velocidade, energia cinética e potencial. Sendo está uma suposição razoável comprovada experimentalmente por Chaiwongsa et al. (2007), no entanto a condição sem equilíbrio, foi mais extensamente discutido por Li et al. (2023) e Berana et al. (2009) sugerindo que no caso das ondas de choques estas são mais fracas e espessas que as

ondas de choque quando considerado equilíbrio, pois a velocidade do som muda quando não existe este equilíbrio.

A comparação entre a abordagem homogênea e heterogênea foi discutida de forma preliminar em Bulinski et al. (2010) o autor tem observado uma concordância consideravelmente melhor para o modelo heterogêneo, apesar disto o perfil da pressão predito pelo modelo homogêneo concorda razoavelmente com os dados medidos, no caso da taxa de arrastamento o modelo homogêneo não chegou a prever com êxito o valor experimental, mostrando que a taxa de arrastamento é sensível a abordagem utilizada, isto levou o autor a concluir que os modelos implementados não podem reproduzir os dados experimentais sugerindo que o modelo homogêneo deve ser baseado na pressão e entalpia total, como foi implementado no trabalho de Palacz et al. (2015) quem implementara um modelo HEM para quatro ejtores bifásicos de CO_2 considerando equilíbrio termodinâmico, avaliando os resultados de forma experimental encontrando que o modelo mostra um erro menor de 10 % baixo certas condições de operação, evidenciando que a medida que a temperatura e pressão de entrada do bocal primário diminui a precisão do modelo descreve, afirmando que isto acontece porque quanto mais longe do ponto crítico é errado assumir este equilíbrio termodinâmico, concluindo a necessidade de prosseguir o trabalho implementando modelos de maior complexidade como o homogeneous relaxation model (HRM). Além disto, a modelagem HEM mostra ser o mais utilizado na literatura para ejtores de CO_2 . Dado que fornece um equilíbrio entre a complexidade, custo computacional e resultados, em trabalho de Liu et al. (2022) aplicando a metodologia HEM foram estudados os parâmetros de posição do bocal primário (NXP), a razão de área (A_{mix}/A_t) e comprimento do difusor (L_d) em um sistema com um ejtor transcrito de CO_2 , concluindo que existem valores ótimos na geometria do ejtor e valores que induzem um mal funcionamento do ejtor. Apesar disto diferentes trabalhos têm sido desenvolvidos com o intuito de diminuir o tempo de computo como mostrado em Haida et al. (2018) quem combinaram a metodologia HEM com um modelo de ordem reduzida (ROM) e um modelo de decomposição ortogonal (POD) obtendo resultados no rango de 10 % para a vazão mássica e diminuindo o tempo de simulação de 1800 segundos para um máximo de 11.61 segundos. Em Ringstad et al. (2021) o ejtor de CO_2 foi abordado com um modelo de machine learning para o mapeamento do ejtor quando diferentes condições de operação e parâmetros geométricos, utilizando dados provenientes de trabalhos CFD disponíveis na literatura para alimentar o modelo, predizendo a eficiência, a vazão mássica assim como os perfis de velocidade e pressão no interior do ejtor. No trabalho de Xia et al. (2024) foi modificado o

modelo HEM para obter a distribuição do ruído ao longo do ejetor utilizando o modelo broadband noise simulation (BNS) concluindo que a principal fonte de ruído do fluxo se encontra na seção de pré-mistura e no difusor atribuindo esta ao cisalhamento e separação do fluxo respectivamente, a contrapressão afeta o ruído do fluxo no difusor, encontrando que a medida que aumenta o ruído no difusor diminui, em consequência aumentado a taxa de arrastamento, os autores afirma que este método precisa de maior desenvolvimento pois este método pode ser uma forma eficaz de monitorizar o funcionamento dos ejetores.

O modelo homogeneous relaxation model (HRM) a diferença do modelo HEM assume que não existe equilíbrio termodinâmico e trata a mudança de fase como um processo de relaxamento em direção ao equilíbrio da qualidade de vapor, introduzindo um atraso no início da mudança de fase, sendo este parâmetro de suma importância como constatado no trabalho de Palacz et al. (2017) quem comparara a exatidão dos modelos HEM e HRM para ejetores bifásicos de CO₂ usados em sistemas de supermercado e dados experimentais, encontrando que o erro do HRM foi apenas 5 % menor que do HEM, atribuindo isto a formulação do tempo de relaxamento do modelo HRM.

2.7 Revisão compressor

Desde que os sistemas de refrigeração com CO₂ transcrito operam em altas pressões, o compressor é um componente de suma importância, pois, como foi destacado por Kus e Neksa (2013) um compressor eficiente e confiável é a chave para popularizar esses sistemas de refrigeração. Inicialmente, no trabalho de Süss e Kruse (1998) foi investigada a eficiência dos compressores de CO₂, desde um ponto de vista experimental e teórico, concluindo o autor que existem desafios técnicos que devem ser superados para garantir uma operação eficiente e assim conseguir popularizar este tipo de sistemas de refrigeração. Sendo assim, mais recentemente, no trabalho de Kus e Neksa (2013) foi estudada numericamente a viabilidade de substituir equipamentos de compressão lubrificados a óleo em sistemas de refrigeração baseados em CO₂ por turbo máquinas sem óleo, avaliando os resultados em termos de eficiência obtida. Os resultados mostram que, para pressões intermediárias em torno de 30-40 bar, a eficiência é boa, sendo superior a 70%. No entanto, quando essa pressão é aumentada para 77 bar ou mais, essa eficiência é penalizada, chegando a cair para 50%.

Baek et al. (2014) realizaram um trabalho de otimização de um compressor rotativo duplo, variando a relação de volume dos cilindros. Os resultados mostram que, ao aumentar

essa relação de 0,6 para 0,8, tanto a capacidade calorífica quanto o COP do sistema foram melhorados em 10,4% e 6,7%, respectivamente. Uma análise termodinâmica e de instabilidade de um compressor Scroll de CO₂ transcrito foi desenvolvida por Zheng et al. (2020) que realizaram uma análise extensa utilizando simulações CFD, o que permitiu estudar fenômenos como a pré-compressão. Os resultados mostram as fortes flutuações nas propriedades que o CO₂ experimenta ao passar pelos pontos críticos. Além disso, foi observado que o fenômeno de pré-compressão induz um vórtice na entrada das câmaras de sucção, bloqueando o fluxo e afetando negativamente o desempenho do compressor Scroll. Em Wang et al. (2020) foi estudado o processo de transporte de massa interna no compressor de pistão de CO₂ transcrito. Os autores propõem um modelo termodinâmico desse compressor a partir de diagramas de pressão e volume. Este modelo, pode analisar eficazmente o processo de transporte de CO₂ no cilindro. Os resultados mostram que a massa residual de CO₂ está estreitamente relacionada com o tempo de fechamento retardado da válvula de descarga e a velocidade de rotação do compressor.

Outro modelo foi proposto por Wang et al. (2024a) que desenvolveram um modelo FSI (Fluid-Structure Interaction) para um compressor de pistão de CO₂ transcrito, com o objetivo de estudar o estresse na válvula de descarga, pois esta frequentemente é quebrada ao operar em frequências maiores que 3000 rpm/min. Eles encontraram que o impacto da placa no limitador, mas principalmente o estresse de flexão no orifício de descarga causado pela diferença de pressão na placa, são as principais causas. Os resultados também mostram que reduzir o diâmetro do orifício de descarga é uma forma eficaz de reduzir o estresse dinâmico.

No estudo realizado por Mastrullo et al. (2015), foi desenvolvido um modelo semi-empírico do compressor para analisar os efeitos da velocidade do compressor no desempenho de um sistema de refrigeração transcrito de CO₂, mostrando uma melhoria entre 12 % e 60 % no consumo de energia elétrica. Mesmo assim, o intervalo de velocidade do compressor se torna mais reduzido à medida que a temperatura ambiente aumenta. Em Peng et al. (2020) foi proposto um modelo termodinâmico de um compressor rotativo duplo de CO₂ com e sem injeção de vapor. Os resultados mostram que essa tecnologia pode melhorar o desempenho em até 30 %. Este modelo considera a velocidade do compressor, bem como a pressão ótima de injeção de vapor.

Winandy et al. (2002b) propuseram um modelo para o compressor scroll hermético. Este modelo assume que o fluido refrigerante é aquecido e resfriado na sucção e descarga do compressor, devido a uma parede fictícia do compressor, como mostrado na Fig.2.8. Este

modelo é capaz de calcular variáveis como: a vazão mássica, a potência elétrica, a temperatura de descarga, o aquecimento na sucção, o resfriamento na descarga e as perda de calor para o ambiente.

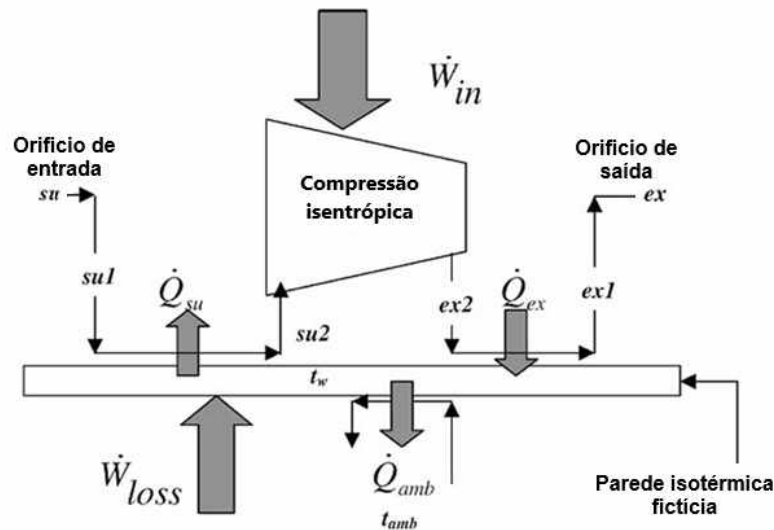


Figura 2.8 - Diagrama conceitual do compressor scroll. Fonte: Adaptado de Winandy et al. (2002b)

O modelo anterior foi modificado por Heo et al. (2013) para modelar um compressor rotativo duplo. Este modelo foi usado para analisar as características de desempenho do compressor em função da relação de volume dos cilindros do compressor, sugerindo valores ótimos de relação para diferentes condições de operação.

2.8 Revisão resfriador de gases e evaporador

Dentro dos tipos de trocadores de calor, encontra-se o trocador de calor a placas (Plate Heat Exchanger), sendo esses dispositivos usados para aquecer, resfriar e recuperar calor. Os trocadores de calor a placas apresentam bom desempenho tanto com fluidos monofásicos quanto bifásicos, ganhando popularidade nos últimos anos, principalmente devido ao seu custo relativamente baixo, desenho compacto e integridade estrutural, segundo (Mastani Joynari et al. 2022). No trabalho de revisão bibliográfica de Borjigin et al. (2025) foram classificados os tipos de trocadores de calor, destacando-se o trocador de placas soldados como um dos mais comumente usados. Isso ocorre porque, sendo um trocador soldado, permite suportar pressões maiores, como as requeridas em aplicações com CO₂ transcrítico.

Na Fig. 2.9, são apresentados os parâmetros físicos de um típico trocador de calor a placas soldadas. Esses parâmetros incluem: os canais para ambos os fluidos, a abertura e o espaço médio do canal, a espessura das placas, os diâmetros das portas e as tampas do trocador (frontal e traseira). Também pode ser observado o princípio de funcionamento, que consiste em dois circuitos de refrigerantes, um quente e um frio, que fluem em canais alternados entre as placas onduladas. Assim, a transferência de calor ocorre do fluido quente, através da placa de separação, para o fluido frio em um arranjo de contracorrente.

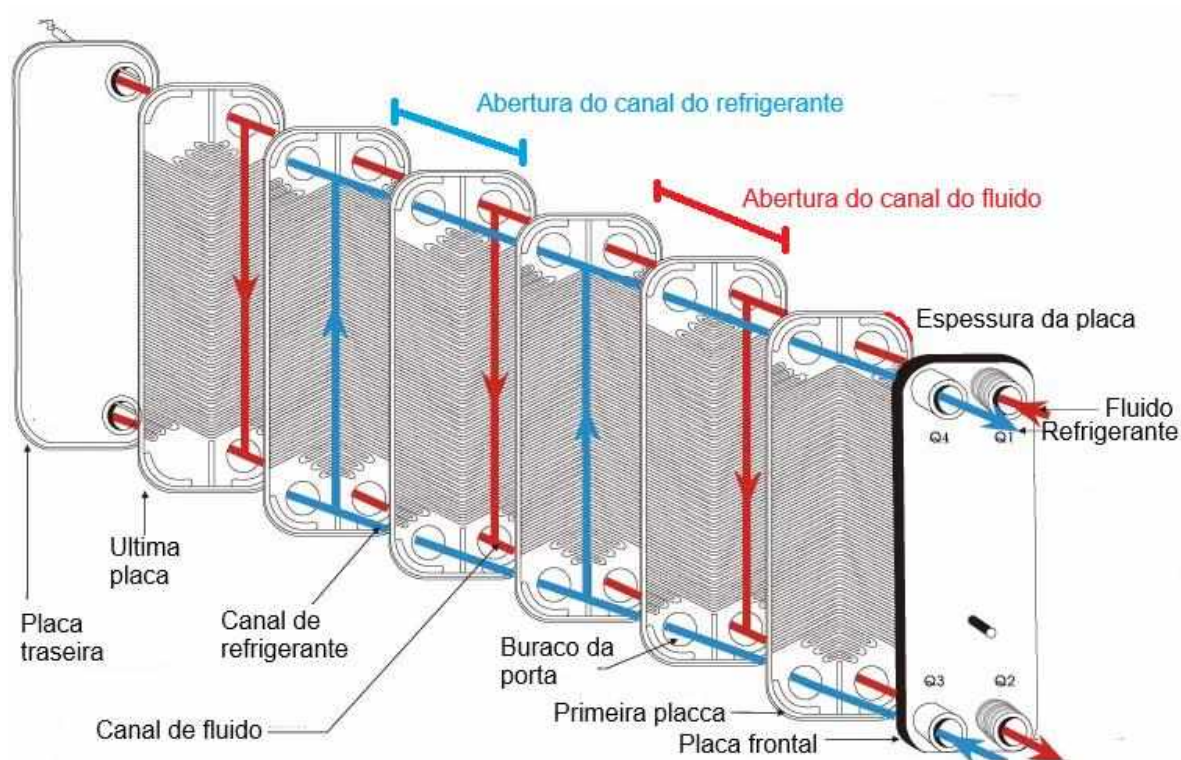


Figura 2.9 - Parâmetros físicos típicos do trocador de calor de placas. Fonte: Adaptado de Mayta Tito et al. (2011)

Como foi visto nas revisões anteriores e conforme destacado por Eelbel e Lawrence (2016), a maioria dos estudos sobre CO₂ transcrito costuma se concentrar no desenho e desempenho do ejetor e seu impacto no ciclo. No entanto, pesquisas recentes como Song et al. (2022) demonstraram que tanto o evaporador quanto o resfriador de gases têm um potencial maior de melhoria. Seguindo essa ideia, no trabalho de Lawrence e Elbel (2018b), foi investigado numericamente o impacto de diferentes dimensões de um evaporador de microcanais em um ciclo de refrigeração com ejetor usando como refrigerantes R410A e R744. Para modelar o evaporador, foram usados volumes finitos juntamente com equações de

conservação de massa, momento e energia, conseguindo avaliar a capacidade de refrigeração e as perdas de pressão. Os resultados dos autores levam a sugerir um diâmetro grande de microcanal para otimizar o fluxo de massa.

Artuso et al. (2020) modelaram um evaporador e um resfriador de gases, ambos do tipo serpentina com aletas, considerando-os como um tubo reto em contracorrente, dividindo o trocador em 6 volumes. Cada volume, por sua vez, foi dividido em volumes finitos, e o número de volumes finitos foi selecionado até que a simulação mostrasse insensibilidade ao número destes. Para cada volume discretizado, é possível identificar três nós: um nó referido ao fluxo de refrigerante, um nó referido ao estado da parede do tubo e das aletas, e um nó referido ao estado do ar.

Em Cui et al. (2023) foi utilizado o método de volumes finitos para um resfriador de gases de tubos estriados, com o objetivo de obter as diferenças de temperatura na transferência de calor ao longo do resfriador de gases. O trocador foi dividido em 100 elementos, e como hipótese simplificadora, foi estabelecido que a transferência de calor era a mesma para cada elemento. Por fim, a perda de pressão não foi considerada.

Zhang et al. (2020) , avaliaram o desempenho de um resfriador de gases de CO₂ de tubo com aletas, utilizando modelagem de volumes finitos em conjunto com modelagem CFD 1D e 3D. Este método proposto permite obter informações adicionais e resultados que outras metodologias não poderiam fornecer, como, por exemplo, os perfis de temperatura, pressão, velocidade e capacidade de refrigeração, ao longo da malha construída. O autor conclui que uma distribuição uniforme de ar produz os melhores resultados em termos de COP do sistema.

Rossetti et al. (2018) simularam um resfriador de gases de CO₂. Para isso, os autores propõem uma metodologia CFD com um enfoque equivalente que permite reproduzir os efeitos de uma superfície aletada estendida, reduzindo drasticamente o esforço computacional. O modelo proposto permite avaliar os efeitos tridimensionais da má distribuição do ar em termos de temperatura, coeficientes de transferência de calor e capacidade de refrigeração.

2.9 Revisão válvula de expansão

Os dispositivos de expansão são componentes-chave tanto em aplicações de bomba de calor quanto em sistemas de refrigeração. Sua função é regular a quantidade de fluido refrigerante que entra no evaporador. Os dispositivos de expansão comuns incluem o tubo capilar, o tubo curto, a válvula de expansão termostática (TEV) e a válvula de expansão

eletrônica (EEV) (RABELO et al., 2023). Por sua vez, uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tem um intervalo de trabalho mais amplo, maior precisão de controle e resposta mais rápida em comparação com outros dispositivos, o que levou a um aumento de sua popularidade e uso nos sistemas de refrigeração transcíticos de CO₂ (Hou et al., 2014b).

Chen et al. (2004) propuseram uma correlação para um sistema transcítico de CO₂ que opera com um tubo curto. Os resultados mostraram que a taxa de fluxo de massa dependia em grande medida do diâmetro do dispositivo de expansão e, por sua vez, apresentava uma relação proporcional à pressão de entrada. Posteriormente, no trabalho de García-Valladares (2006) foi realizada uma investigação mais extensa para um tubo curto utilizando volumes finitos em uma malha unidimensional, obtendo resultados com alto grau de concordância com os resultados experimentais, permitindo prever o comportamento interno do dispositivo de expansão. Um trabalho similar foi realizado por Yang e Zhang (2009) que modelaram o fluxo de massa transcítico em tubos curtos e capilares, treinando redes neurais para modelar o fluido bifásico com equilíbrio termodinâmico, obtendo resultados satisfatórios dentro de uma margem de 10% de erro.

Liu et al. (2016) investigaram as características do fluxo bifásico transcítico de CO₂ através de uma válvula de expansão eletrônica. Os autores propuseram uma correlação, baseada na equação de Bernoulli, que permite prever a taxa de fluxo de massa com um erro relativo máximo de 10%. Em Liu et al. (2018) foram estudados os parâmetros geométricos da válvula de expansão eletrônica sobre a taxa de fluxo de massa de CO₂. Foram testadas três diferentes geometrias de válvula de expansão, e os resultados dos autores levaram à conclusão de que a abertura da válvula tem o maior efeito sobre a taxa de fluxo de massa, enquanto a pressão de saída tem uma influência baixa.

CAPÍTULO III

3 ABORDAGEM NUMÉRICA

Para alcançar o objetivo geral de simular tanto o sistema transcrito por compressão a vapor com e sem ejeter, os esquemas dos sistemas a serem modelados são mostrados na Fig. 2.3 e 2.5. É necessário modelar cada componente do sistema separadamente, para posteriormente unir estes e assim, avaliar o desempenho dos ciclos. Neste capítulo, será descrita a metodologia utilizada para cada componente. Os componentes que serão modelados são: o compressor, o resfriador de gases, o evaporador, o ejeter e a válvula de expansão. Por último, será descrita a metodologia usada para unir os componentes e fazer que estes funcionem como um único sistema. Os dados experimentais usados para comparar e modelar os resultados numéricos são extraídos do trabalho de Zhu et al. (2017). As propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido refrigerantes são calculadas usando o pacote REFPROP versão 10 junto com a linguagem de programação Python.

3.1 Compressor

O compressor para o ciclo com e sem ejeter é um compressor a pistão semi-hermético de dois pistões para R744, da marca Dorin, série CD, modelo 180H. De acordo com os dados técnicos do fabricante, ele tem um deslocamento volumétrico de 1,12 m³/h a uma velocidade de 1450 rpm, alimentado por 380 V/50 Hz. Uma das dificuldades ao modelar compressores é a determinação dos parâmetros do compressor. Esses parâmetros são difíceis de identificar e raramente são fornecidos pelo fabricante. Entre esses parâmetros estão, por exemplo: coeficientes convectivos de troca de calor, coeficientes politrópicos de compressão ou fatores de inércia relacionados à abertura e fechamento das válvulas, entre outros. Além desses parâmetros, existem parâmetros associados à geometria do compressor, como as dimensões das

válvulas e dos cilindros, parâmetros aos quais apenas os fabricantes têm acesso. (Santos e Hernandez, 2002a).

O modelo utilizado no presente trabalho está baseado no proposto por Winandy et al. (2002a), este modelo foi modificado por Santos e Hernandez (2002b) que adicionaram duas válvulas na sucção e descarga do compressor, tornando o modelo válido para compressores do tipo pistão. O modelo conceitual está mostrado na Fig. 3.1. Além disso, o autor adicionou parâmetros para poder simular o compressor em um regime transiente.

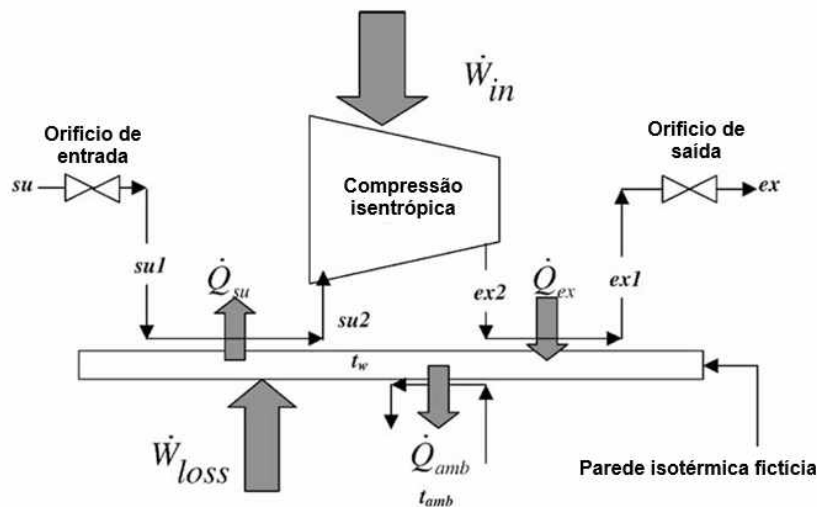


Figura 3.1 - Diagrama conceitual do compressor de pistão. Fonte: Adaptado de Santos e Hernandez (2002b)

De acordo com o esquema anterior, pode-se identificar que o fluido refrigerante experimenta 5 processos ao longo do compressor. Esses processos são:

- Queda de pressão na sucção ($su - su1$)
- Aquecimento na sucção ($su1 - su2$)
- Compressão isentrópica ($su2 - ex2$)
- Resfriamento na descarga ($ex2 - ex1$)
- Perda de pressão na descarga ($ex1 - ex$)

Quando o fluido refrigerante escoar através de uma válvula, sempre existe uma força de mola que tenta fechar a passagem. Este fenômeno foi evidenciado por Belman-Flores et al. (2015) que concluíram que este fenômeno provoca uma perda de pressão ao longo da válvula

de sucção e descarga. Para quantificar essa perda de pressão Winandy et al. (2002b) propôs as Eqs. 3.1 e 3.2 para a sucção e descarga, respectivamente

$$\Delta P_s = \left(\frac{4\dot{m}}{0,0196\pi V_s} \right)^2 \quad (3.1)$$

$$\Delta P_d = 100 + 300 \left(\frac{\dot{m}}{0,02} \right)^2 \quad (3.2)$$

A perda de calor nas válvulas é um processo que implica uma expansão isentrópica: quando o fluido perde pressão ($su - su1$) e uma difusão de calor isobárica ($su1 - su2$). Esta é considerada através da introdução de uma parede isotérmica fictícia que contabiliza essas trocas de calor mediante parâmetros globais. Essa mesma abordagem foi utilizada em estudos anteriores semelhantes, como Yang et al. (2018) Wang et al. (2023). Para um gás perfeito, a pressão pode ser expressa em função do número de Mach. No entanto, se a perda de pressão for muito pequena, como é o caso das válvulas fictícias implementadas, conforme evidenciado na literatura com valores que variam entre 5-200 kPa, o fluido pode ser considerado incompressível, resultando na Eq. 3.3.

$$\dot{m} = \frac{\pi d_{su}^2}{4} \sqrt{2 \cdot \rho_{su} \cdot \Delta P_{su}} \quad (3.3)$$

Onde: d_{su} é o diâmetro da garganta fictícia da válvula de sucção, $\dot{m}$ é a vazão mássica do refrigerante, ΔP_{su} é a queda de pressão na sucção e ρ_{su} a massa específica do fluido refrigerante na sucção.

O modelo da válvula na descarga do compressor é realizado de maneira análoga à válvula de sucção, usando a Eq. 3.3. Dessa forma, tem-se dois parâmetros referentes ao compressor que devem ser identificados: os diâmetros das válvulas d_{su} e d_{ex} .

O modelo de transferência de calor dentro do compressor é realizado por meio de uma parede fictícia para a troca de calor. Devido ao fato de que a temperatura do fluido refrigerante na descarga é a mais alta de todo o processo de compressão, este deve dissipar calor para a parede fictícia. Da mesma forma, essa parede troca esse calor com o ambiente e, por sua vez, com o fluido refrigerante na sucção, aumentando a temperatura na entrada. A troca de calor é

modelada por meio do balanço de energia. Dessa forma, para o processo de sucção ($su1 - su2$), o aumento de energia pode ser calculado como segue:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}(h_{su1} - h_{su2}) \quad (3.4)$$

Onde h_{su1} e h_{su2} são a entalpia do fluido refrigerante, após a perda de pressão e após o aquecimento devido à parede fictícia. Para determinar a troca de calor entre a parede e o fluido refrigerante, supõe-se a existência de um trocador de calor fictício onde a temperatura na parede (T_w) é uniforme. As Eq. 3.5 e 3.6 para o fluxo de calor e a eficiência do trocador de calor são mostradas a seguir.

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} \dot{m} C_{p,su} (T_w - T_{su1}) \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{m} C_{p,su}}} \quad (3.6)$$

Onde T_{su1} é a temperatura do fluido refrigerante, T_w a temperatura da parede, ε_{su} é a eficiência do trocador fictício, $C_{p,su}$ é o calor específico do fluido refrigerante, $\dot{m}$ é a vazão massica e AU_{su} é o coeficiente de transferência de calor, que deve ser identificado, segundo Yang et al. (2018), Lemort et al. (2009) e Wang et al. (2023) se calcula usando a Eq. 3.7.

$$AU_{su} = AU_{su,n} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} \right)^{0,8} \quad (3.7)$$

Na equação anterior $AU_{su,n}$ e $\dot{m}_n$ são parâmetros correspondentes à vazão de fluxo de massa nominal. No presente trabalho, este foi considerado como o fluxo de massa máximo dentro dos dados experimentais. As perdas para o meio ambiente são dadas pela Eq. 3.8.

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} (T_w - T_{amb}) \quad (3.8)$$

Onde AU_{amb} é o coeficiente de troca térmica para o ambiente e T_{amb} a temperatura ambiental. De forma análoga, na descarga, são usadas as Eqs. 3.9, 3.10 e 3.11.

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}(h_{ex1} - h_{ex}) \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} \dot{m} C_{p,ex} (T_{ex1} - T_w) \quad (3.10)$$

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{m} C_{p,ex}}} \quad (3.11)$$

Sendo assim, os parâmetros a serem identificados no processo de troca de calor dentro do compressor são: AU_{su} , AU_{amb} e AU_{ex} . No presente modelo, a potência elétrica do compressor é considerada igual à soma de dois componentes, conforme mostrado na Eq. 3.12.

$$\dot{W} = (1 + \alpha) \dot{W}_{ise} + \dot{W}_{loss} \quad (3.12)$$

Onde $\dot{W}_{ise}$ é a variável associada a potência de compressão isentrópica, $\dot{W}_{loss}$ p parâmetro associado a ineficiência do motor elétrico e as partes mecânicas deste e α Representa a dependência simples e lineal das perdas eletromecânicas com a potência interna do compressor. o cálculo de $\dot{W}_{ise}$ usa a Eq. 3.13:

$$\dot{W}_{ise} = \dot{m} (h_{ex2} - h_{su2}) \quad (3.13)$$

$\dot{W}_{loss}$ foi definido por Wang et al. (2023) como mostrado a continuação:

$$\dot{W}_{loss} = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot T_{loss} \quad (3.14)$$

Onde N é a velocidade do compressor e T_{loss} é a temperatura perdida devido às ineficiências. Os parâmetros que devem ser identificados para determinar a potência do compressor são: α y T_{loss} .

Para o cálculo da taxa de fluxo de massa do compressor, primeiro deve-se considerar o conceito de eficiência volumétrica, o qual foi definido por Ren et al. (2022) como uma medida de quão efetivamente um compressor pode preencher seu vapor durante o processo de sucção. Ou seja, indica quanto vapor realmente ingressa em comparação à quantidade máxima possível. Pode-se definir isso como a razão entre a vazão volumétrica de gás aspirado pelo compressor ($\dot{V}$) e o volume varrido pelo pistão por unidade de tempo ($\dot{V}_s$), conforme especificado na Eq. 3.15:

$$\varepsilon_{vol} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_s} \quad (3.15)$$

Como mostrado na Fig. 3.2, o processo real de compressão pode ser dividido em 4 fases: fase de compressão (B - C), fase de descarga (C - D), fase de expansão (D - A) e fase de sucção (A - B). No presente modelo, esses processos serão considerados ideais a fim de modelar a taxa de fluxo de massa do compressor. Dessa forma, o ciclo mecânico ideal é composto pelos seguintes processos: sucção isobárica (A - B), compressão isentrópica (B - C), descarga isobárica (C - D) e expansão isentrópica (D - A).

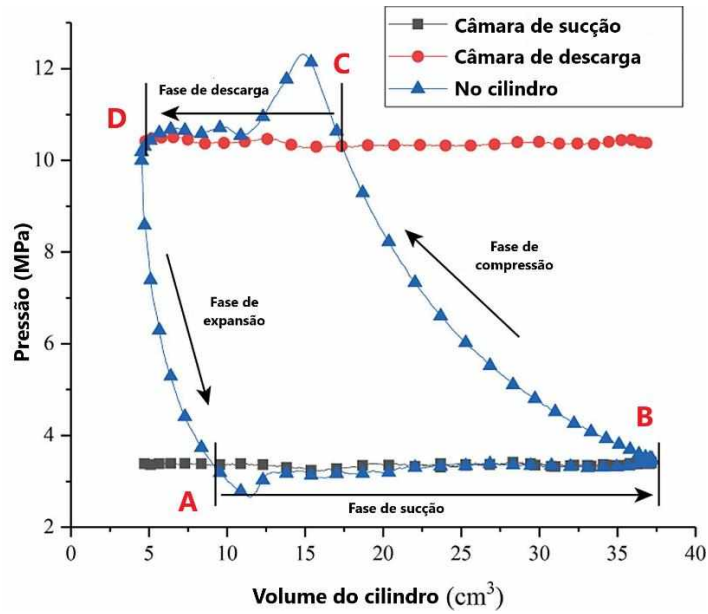


Figura 3.2 - Diagrama P-V de um compressor transcrito de CO₂. Fonte: Adaptado de Wang et al. (2020)

A taxa de fluxo de massa é afetada principalmente pela expansão do gás aprisionado dentro do espaço morto do compressor, fenômeno discutido na literatura por Silva e Dutra (2021) e definido como o volume residual de vapor que fica aprisionado dentro do cilindro quando o pistão está em sua posição mais alta. Usando a figura anterior, esse espaço morto pode ser definido pela Eq. 3.16. Da mesma forma, a eficiência volumétrica também pode ser definida conforme mostrado na Eq. 3.17.

$$C_f = \frac{V_D}{V_B - V_D} \quad (3.16)$$

$$\varepsilon_{vol} = \frac{V_B - V_A}{V_B - V_D} \quad (3.17)$$

Combinando as equações anteriores, pode-se expressar a eficiência volumétrica em função do espaço morto, como mostrado a continuação:

$$\varepsilon_{vol} = 1 - C_f \left(\frac{V_A}{V_D} - 1 \right) \quad (3.18)$$

Combinando a Eq. 3.15 e 3.18, pode-se calcular a vazão volumétrica, conforme mostrado na Eq. 3.19, redefinindo também V_A y V_D .

$$\dot{V} = \dot{V}_s \left[1 - C_f \left(\frac{V_{su2}}{V_{ex2}} - 1 \right) \right] \quad (3.19)$$

Por último, a taxa de fluxo de massa pode ser calculada através da equação 3.20, onde (ρ_{su2}) é a massa específica do refrigerante na entrada do cilindro. Dessa forma, os parâmetros $\dot{V}_s$ e C_f são os que devem ser identificados para determinar a taxa de fluxo de massa.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_{su2} \quad (3.20)$$

Portanto, o modelo do compressor requer a identificação de 9 parâmetros: d_{su} , d_{ex} , AU_{su} , AU_{amb} , AU_{ex} , α , T_{loss} , $\dot{V}_s$ e C_f . Para calcular esses parâmetros, foi utilizado um algoritmo genético para otimizar estes e encontrar a solução que melhor se ajusta aos dados experimentais. A Fig. 3.3 descreve de forma resumida esse processo.

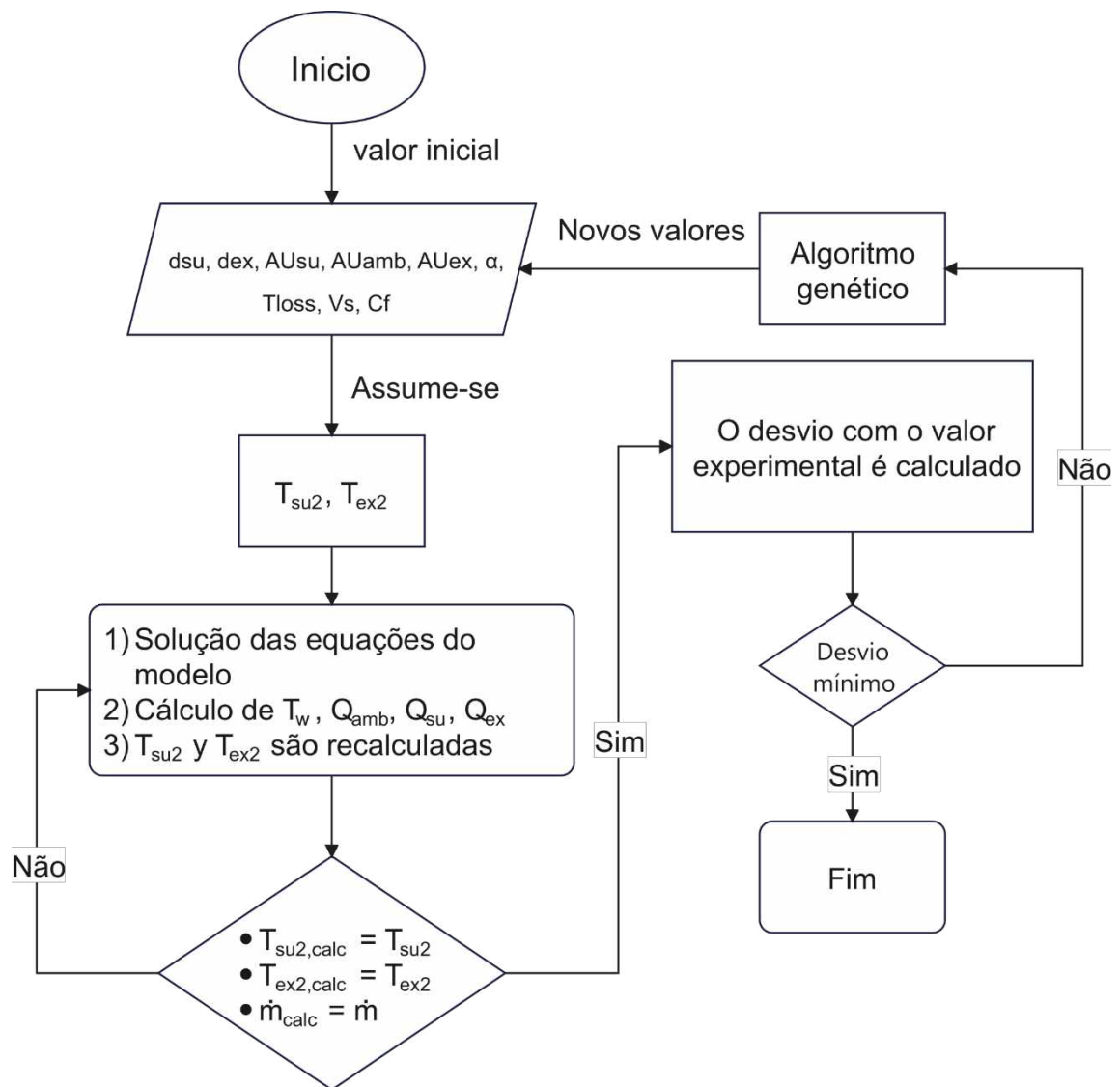


Figura 3.3 - Fluxograma de identificação de parâmetros do compressor.

3.2 Trocadores de calor

O resfriador de gases é um trocador de calor de placas de fluxo contracorrente, com água utilizada como fluido secundário, e sua capacidade é de 7,5 kW. Por outro lado, o evaporador é um trocador de calor de micro canais de fluxo paralelo com uma capacidade de refrigeração de 5 kW. O tamanho desses componentes não é fornecido em Zhu et al. (2017), portanto, o tamanho será encontrado através da técnica de algoritmo genético. A metodologia para a modelagem desses trocadores de calor é baseada principalmente nos trabalhos de Mayta Tito et al. (2011) y Zhou et al. (2018)

O modelo utilizado segue o método de análise local, onde o trocador de calor é dividido em uma série de pequenos volumes de controle, que são tratados como trocadores de calor independentes, aos quais são aplicadas as equações de transferência de calor e conservação de massa e energia. Para o cálculo dos coeficientes locais de transferência de calor e do fator de atrito, foram utilizadas correlações disponíveis na literatura, considerando as regiões de fluxo monofásico ou bifásico em cada um dos trocadores.

O uso de pequenos volumes de controle proporciona resultados de forma local e mais precisos, como foi destacado por Rodrigues e Srivastava (2025) que também destacou que esse método pode ser custoso do ponto de vista computacional. O modelo de simulação leva em consideração as características geométricas dos trocadores de calor, que são utilizadas para calcular as áreas de troca de calor, tanto do lado do refrigerante quanto do fluido secundário. A figura 3.4 mostra os parâmetros geométricos e a seção transversal de uma placa.

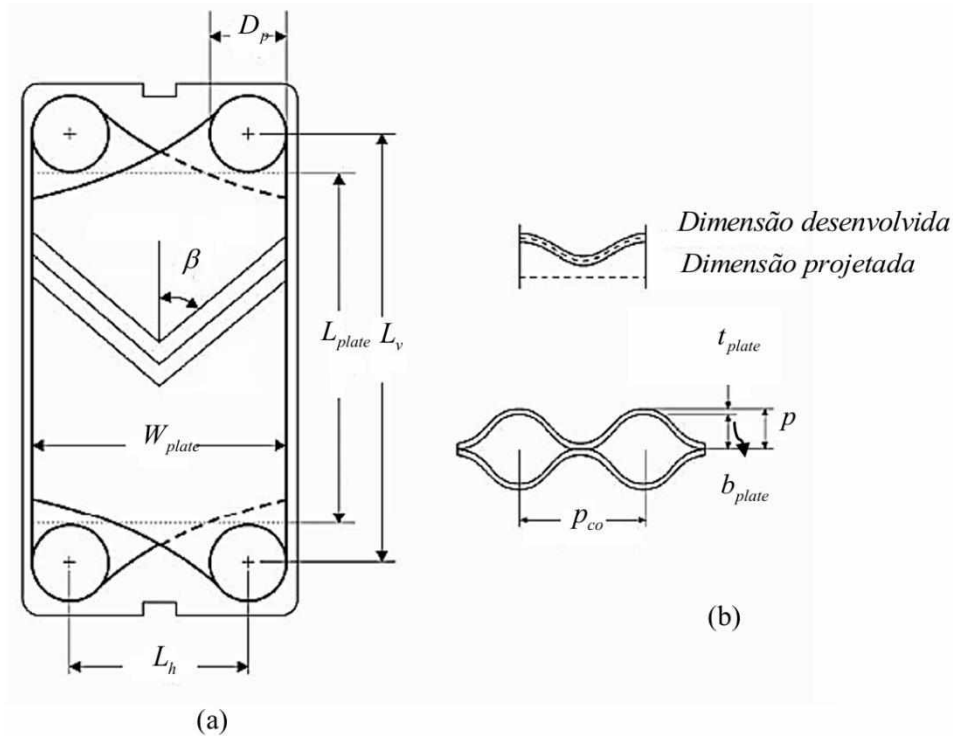


Figura 3.4 - Parâmetros geométricos trocador de calor: (a) placa (b) seção transversal. Fonte: Adaptado de Mayta Tito et al. (2011)

A área real de uma placa do trocador de calor pode ser calculada conforme a equação seguinte.

$$A_{real} = \phi \cdot L_{plate} \cdot W_{plate} \quad (3.21)$$

Onde ϕ é o fator de ampliação devido à corrugação da placa, L_{plate} e W_{plate} são a altura e largura da placa, conforme consta na Fig. 3.4, estes podem ser calculados por:

$$L_{plate} = L_v - D_p \quad (3.22)$$

$$W_{plate} = L_h - D_p \quad (3.23)$$

A área da seção transversal é:

$$A_{trans} = W_{plate} \cdot b_{plate} \quad (3.24)$$

Onde b_{plate} é o espaço médio do canal e é calculado da seguinte forma:

$$b_{plate} = p - t_{plate} \quad (3.25)$$

O parâmetro p a altura da corrugação e t_{plate} é a espessura da placa, o perímetro da seção transversal é:

$$P_w = 2(b_{plate} + \phi \cdot W_{plate}) \quad (3.26)$$

Este perímetro é usado para calcular o diâmetro hidráulico do refrigerante e do fluido secundário, como mostrado na equação a seguir:

$$D_h = \frac{4 \times \text{Area da secção transversal do canal}}{\text{Perímetro molhado}} = \frac{4 \times A_{trans}}{P_w} \quad (3.27)$$

Combinando a Eq. 3.24 e 3.26 com a Eq. 3.27, obtemos o diâmetro hidráulico:

$$D_h = \frac{4b_{plate} \cdot W_{plate}}{2(b_{plate} + \phi W_{plate})} \quad (3.28)$$

A área total do trocador de calor é então definida como:

$$A_{total} = (N_{plates} - 2) \cdot A_{real} \quad (3.29)$$

Onde N_{plates} é o número de placas do trocador, para cada volume de controle elementar, leva-se em conta o comprimento de cada elemento, e este é definido por:

$$L_{ele} = \frac{L_{plate}}{N_{div}} \quad 3.30$$

O parâmetro N_{div} indica o número de divisões que formam o volume de controle do trocador de calor, por fim, a área total de um volume de controle é definida como:

$$A_{ele} = (N_{plates} - 2) \cdot \phi \cdot L_{ele} \cdot W_{plate} \quad 3.31$$

A fim de resolver o modelo matemático dos trocadores de calor, são necessárias hipóteses simplificadoras, para diminuir a complexidade dos processos físicos que ocorrem. Tanto para o resfriador de gases e evaporador, as hipóteses são: operam em regime permanente, cada volume de controle elementar é um trocador de calor independente, os valores dos coeficientes convectivos de transferência de calor, tanto do refrigerante quanto do fluido secundário, estão uniformemente distribuídos em cada volume de controle, são usados valores médios de entrada e saída de cada volume elementar para o cálculo das propriedades termofísicas, tanto do refrigerante quanto do fluido secundário, não há deposição nos trocadores e a variação das energias cinéticas e potenciais é desprezível, assim como o efeito da gravidade.

A equação de balanço de massa para um volume de controle é mostrada a seguir:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} \quad (3.32)$$

Aplicando as hipóteses simplificadoras, a vazão mássica de entrada e saída para cada volume de controle permanece constante.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \quad (3.33)$$

A equação de balanço de energia em regime permanente é:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{1}{2} u_{out}^2 + g \Delta z_{out} \right) - \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{1}{2} u_{in}^2 + g \Delta z_{in} \right) \quad (3.34)$$

Quando esse balanço de energia é aplicado ao fluido refrigerante, seja do resfriador de gases ou evaporador e considerando as hipóteses simplificadoras, a Eq. 3.34 pode ser reduzida.

$$\dot{Q} = \dot{m} = (h_{out} - h_{in}) \quad (3.35)$$

Aplicando o balanço de energia ao fluido secundário, tanto do resfriador de gases quanto do evaporador, onde não há mudança de fase, tem-se.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (3.36)$$

O cálculo da transferência de calor para cada volume de controle elementar baseia-se no método da eficácia NTU (Número de Unidades de Transferência), o qual é descrito em Zhao (2025) e Incropera et al. (2011). Para definir a eficácia de um trocador de calor, primeiro deve-se definir a quantidade máxima possível de transferência de calor deste. Isso, em princípio, é conseguido em um arranjo de contracorrente, pois nesse arranjo o fluido a resfriar ou aquecer experimenta a máxima diferença de temperatura possível. A máxima transferência de calor é então definida pela Eq. 3.37:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (3.37)$$

Onde C_{min} é igual a C_{hot} ou C_{cold} , dependendo de qual possui o menor valor:

$$C_{hot} = \dot{m}_{hot} \cdot C_{p,hot} \quad (3.38)$$

$$C_{cold} = \dot{m}_{cold} \cdot C_{p,cold} \quad (3.39)$$

A efetividade de um trocador de calor é então definida como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.40)$$

Combinando as Eq. 3.37 e 3.40, obtemos a taxa real de transferência de calor para um trocador de calor.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot \varepsilon \cdot (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (3.41)$$

Em Incropera et al. (2011) o cálculo de ε da disposição do fluxo. Para o trocador de calor a contracorrente na região bifásica, tem-se:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.42)$$

Para a região monofásica:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C)}}{1 - C \cdot e^{-NTU(1-C)}} \quad (3.43)$$

Para um trocador de calor de fluxo paralelo:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+C)}}{1 + C} \quad (3.44)$$

Nas equações anteriores, NTU é o número de unidades de transferência de calor, é um parâmetro adimensional amplamente utilizado na análise de trocadores de calor, definido como.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.45)$$

Onde UA é a condutância global, este é calculado conforme a Eq. 3.46, O esquema desse conceito é similar ao utilizado para o cálculo de resistências elétricas e é mostrado na Fig. 3.5. α_{hot} e α_{cold} são os coeficientes convectivos de troca de calor, t_{plate} é a espessura da placa e k_{plate} é a condutividade térmica. Devido à hipótese simplificadora, não são considerados fatores de incrustação.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A \alpha_{hot}} + \frac{1}{A \alpha_{cold}} + \frac{t_{plate}}{A \cdot k_{plate}} \quad (3.46)$$

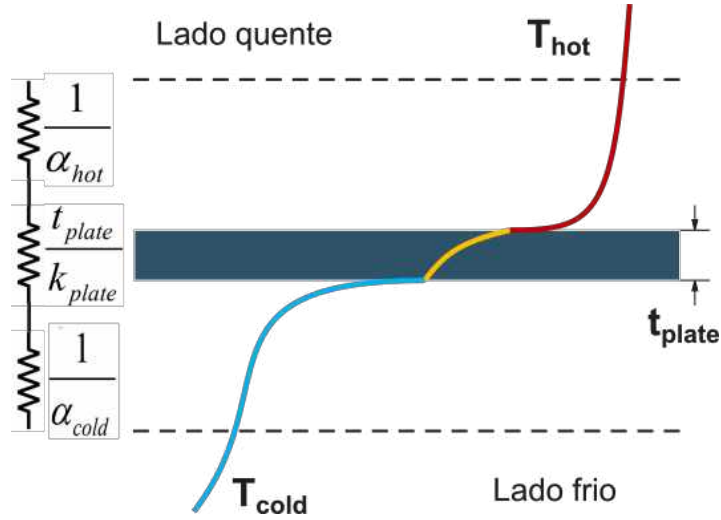


Figura 3.5 - Circuito térmico para trocadores de calor. Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2011)

À medida que o fluido refrigerante e secundário percorre o trocador de calor, a perda de pressão é inevitável, pois existe perda por atrito (ΔP_f), perda relativa à aceleração do escoamento ou variação da quantidade de movimento linear (ΔP_{mom}) e perda relativa à aceleração da gravidade (ΔP_{sta}) (KILIÇ, 2024), conformando a equação a seguir.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{sta} + \Delta P_{mom} + \Delta P_f \quad (3.47)$$

No presente trabalho, não foi considerada a perda de pressão por gravidade (ΔP_{sta}) devido a uma hipótese simplificadora, o cálculo de ΔP_{mom} e ΔP_f usan las correlaciones de Han et al. (2003), ΔP_{mom} é calculado com a Eq. 3.48, no caso de fluidos monofásicos, será considerado como zero.

$$\Delta P_{mom} = \left(\frac{G_{eq}^2 \cdot x_{ref}}{\rho_{lv}} \right)_{out} - \left(\frac{G_{eq}^2 \cdot x_{ref}}{\rho_{lv}} \right)_{in} \quad (3.48)$$

ΔP_f é:

$$\Delta P_f = \left[f_{tp} \left(\frac{N_{chan} \cdot L_p}{D_h} \right) \left(\frac{G^2}{\rho_l} \right) \right] \quad (3.49)$$

Onde G é o fluxo de massa, calculado como segue.

$$G = \frac{\dot{m}}{N_{chan} \cdot b_{plate} \cdot W_{plate}} \quad (3.50)$$

Por sua parte G_{eq} é calculado como segue:

$$G_{eq} = G \cdot \left[(1 - X) + X \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \quad (3.51)$$

Os coeficientes convectivos de troca de calor e o fator de atrito (f_{tp}) são característicos de cada trocador de calor e do fluido refrigerante, serão mostrados nas subseções seguintes.

3.2.1 Resfriador de gases

O resfriador de gases recebe CO₂ transcrito do compressor, o qual troca calor com um fluido secundário que está a uma temperatura mais baixa. No resfriador de gases, o fluido secundário utilizado é água. A Fig. 3.6 mostra o perfil de temperatura do fluido refrigerante ao longo deste processo, durante o qual o fluido está em fase supercrítica. No entanto, se a temperatura de saída for menor que 31 °C, o fluido atinge a fase líquida.

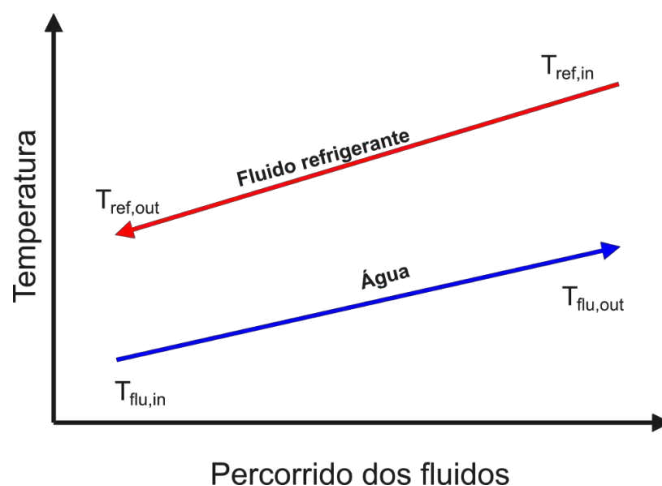


Figura 3.6 - Diagramas de temperaturas no resfriador de gases.

O coeficiente local de transferência de calor para o CO₂ transcrito usado no presente trabalho provém da correlação proposta por Zendehboudi et al. (2021) e é mostrada na Eq. 3.52:

$$\alpha_{gc} = 0,33 \cdot k \cdot Re^{0,804} \cdot \overline{Pr}_m^{0,1} \left(\frac{\rho_w}{\rho_m} \right)^{-0,1} \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{p,m}} \right)^{-0,3} \left(\frac{Gr}{Re^{2,7}} \right)^{0,1} / D_h \quad (3.52)$$

Onde $\bar{C}_p$ é o calor específico médio e $\overline{Pr}_m$ é o número de Prandtl calculado com $\bar{C}_p$.

$$\bar{C}_p = \frac{h_w - h_m}{T_w - T_m} \quad (3.53)$$

Por sua parte o fator de atrito (f_{tp}) no resfriador de gases para água, é calculado com a correlação proposta por Wanniarachchi et al. (1995).

$$f_{tp} = (f_l^3 + f_t^3)^{1/3} \quad (3.54)$$

Onde:

$$f_l = 1774 \cdot \beta^{-1,026} \cdot \phi^2 \cdot Re^{-1} \quad (3.55)$$

$$f_t = 46,6 \cdot \beta^{-1,08} \cdot \phi^{1+p} \cdot Re^{-p} \quad (3.56)$$

$$p = 0,00423 \cdot \beta + 0,0000223 \cdot \beta^2 \quad (3.57)$$

O coeficiente local de transferência de calor para a água é tomado de Talik et al. (1995).

$$\alpha_{agua} = \frac{0,248 \cdot k \cdot Re^{0,75} \cdot Pr^{0,4}}{D_h} \quad (3.58)$$

O método de solução para o modelo do resfriador de gases adota uma estrutura sequencial iterativa, resolvendo cada volume de controle individualmente, de forma que a saída de um volume de controle é a entrada do próximo. O algoritmo para o resfriador de gases é o seguinte:

- a) Leitura das condições de operação para o fluido refrigerante e secundário;
- b) Cálculo das áreas: A_{total} , A_{ele} e D_h ;

- c) Cálculo da distribuição da taxa de fluxo de massa (G) para refrigerante e fluido secundário;
- d) Valor inicial da temperatura de saída do fluido secundário, como hipótese é igual à temperatura de entrada ($T_{flu,out} = T_{flu,in}$);
- e) Inicia-se o primeiro volume elementar;
- f) Cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido secundário;
- g) Valor inicial da taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{inicial}$ para o volume elementar, este valor serve para calcular os números adimensionais, depois será recalculado no processo iterativo;
- h) Cálculo dos números adimensionais;
- i) Cálculo dos coeficientes de transferência de calor para ambos os fluidos (α_{gc} e α_{agua}) e cálculo do coeficiente global local U ;
- j) Solução das equações de troca de calor e balanço de energia;
- k) Cálculo da queda de pressão ΔP_{ref} e ΔP_{flu} e a pressão de saída do volume elementar;
- l) Verifica-se o critério de convergência;

$$\left| \frac{\dot{Q}_{calculado} - \dot{Q}_{inicial}}{\dot{Q}_{calculado}} \right| \leq 0,001 \quad (3.59)$$

- m) Se a convergência foi obtida, pode-se continuar, caso contrário deve-se retornar ao ponto (g) e substituir o valor de $\dot{Q}_{inicial} = \dot{Q}_{calculado}$;
- n) Satisfazer o critério de convergência significa que se tem a solução do volume de controle elementar, continuando com a solução do próximo elemento;
- o) Uma vez resolvidos todos os volumes de controle, procede-se à soma do valor de $\dot{Q}_{calculado}$ de cada elemento para conhecer o valor total de transferência do resfriador de gases, outras variáveis como entalpia e pressão também são armazenadas;
- p) Com a temperatura de entrada do fluido secundário calculada, procede-se a aplicar o seguinte critério de convergência;

$$|T_{flu,in,calculado} - T_{flu,in}| \leq 0,01 \text{ K} \quad (3.60)$$

q) Desta forma verifica-se que o valor calculado corresponde ao experimental. Se esta convergência for satisfeita, tem-se a solução do trocador de calor. Caso contrário, o processo deve retornar ao ponto (d) e recalcular a temperatura de saída do fluido secundário, usando a Eq. 3.61.

$$T_{flu,out,recalculado} = T_{flu,in} - \dot{Q}_{total} / \dot{m} \cdot C_p \quad (3.61)$$

Com isso, finaliza-se o algoritmo de solução para o resfriador de gases.

3.2.2 Evaporador

O evaporador recebe CO₂ da válvula de expansão, este troca calor com um fluido secundário que está a uma temperatura mais alta. No evaporador, o fluido secundário utilizado é ar. A Fig. 3.7 mostra o perfil de temperatura do fluido refrigerante ao longo do processo de troca de calor, durante o qual o fluido refrigerante se encontra na região de saturação para posteriormente mudar para vapor superaquecido.

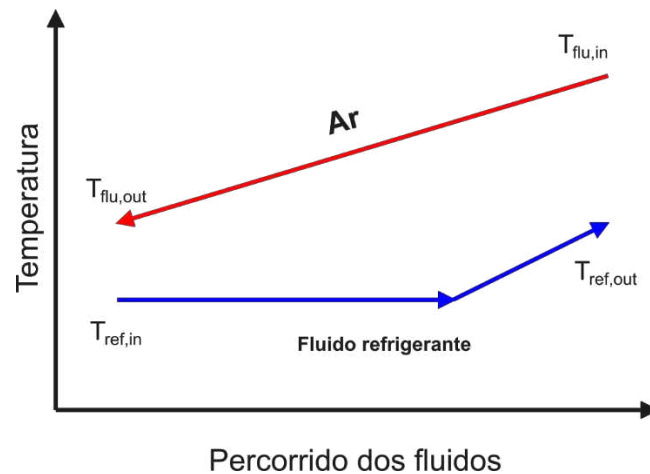


Figura 3.7 - Diagramas de temperaturas no evaporador.

O coeficiente local de transferência de calor para o evaporador de microcanais é uma correlação experimental proposta por Lazarek e Black (1982) mostrada a seguir.

$$\alpha_{eva} = \frac{30 \cdot k \cdot Re^{0,857} \cdot Bo^{0,714}}{D_h} \quad (3.62)$$

O fator de atrito (f_{tp}) para o evaporador é calculado usando a correlação proposta por Yan e Lin (1999):

$$f_{tp} = \begin{cases} 6,947 \times 10^5 \cdot Re_{eq}^{-1,109} \cdot Re^{-0,5} & Re_{eq} < 6000 \\ 31,21 \cdot Re_{eq}^{0,04557} \cdot Re^{-0,5} & Re_{eq} \geq 6000 \end{cases} \quad (3.63)$$

O coeficiente local de transferência de calor do fluido secundário é calculado usando a Eq. 3.58 e o fator de atrito é calculado com a Eq. 3.54. O método de solução para o modelo do evaporador, assim como o resfriador de gases, adota uma estrutura sequencial iterativa, resolvendo cada volume de controle individualmente, de forma que a saída de um volume de controle é a entrada do próximo. O algoritmo para o evaporador é o seguinte:

- a) Leitura das condições de operação para o fluido refrigerante e secundário;
- b) Cálculo das áreas: A_{total} , A_{ele} e D_h ;
- c) Cálculo da distribuição da taxa de fluxo de massa (G) para refrigerante e fluido secundário;
- d) Valor inicial da temperatura de saída do fluido secundário, como hipótese é igual à temperatura de entrada ($T_{flu,out} = T_{flu,in}$);
- e) Inicia-se o primeiro volume elementar;
- f) Cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido secundário;
- g) Valor inicial da taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{inicial}$ para o volume elementar, este valor serve para calcular os números adimensionais, depois será recalculado no processo iterativo;
- h) É calculada a fase do refrigerante, pode ser bifásico ou monofásico;
- i) Cálculo dos números adimensionais;
- j) Cálculo dos coeficientes de transferência de calor para ambos os fluidos (α_{evap} e α_{agua}) e cálculo do coeficiente global local U ;
- k) Solução das equações de troca de calor e balanço de energia;

- l) Cálculo da queda de pressão ΔP_{ref} e ΔP_{flu} e a pressão de saída do volume elementar;
- m) Verifica-se o critério de convergência com a Eq. 3.59;
- n) Se a convergência foi obtida, pode-se continuar, caso contrário deve-se retornar ao ponto (g) e substituir o valor de $\dot{Q}_{inicial} = \dot{Q}_{calculado}$;
- o) Satisfazer o critério de convergência significa que se tem a solução do volume de controle elementar, continuando com a solução do próximo elemento;
- p) Uma vez resolvidos todos os volumes de controle, procede-se à soma do valor de $\dot{Q}_{calculado}$ de cada elemento para conhecer o valor total de transferência do evaporador, outras variáveis como entalpia e pressão também são armazenadas;
- q) Com a temperatura de entrada do fluido secundário calculada, procede-se a aplicado o critério de convergência da Eq. 3.60;
- r) Desta forma verifica-se que o valor calculado corresponde ao experimental. Se esta convergência for satisfeita, tem-se a solução do trocador de calor. Caso contrário, o processo deve retornar ao ponto (d) e recalcular a temperatura de saída do fluido secundário, usando a Eq. 3.61;

Com isso, finaliza-se o algoritmo de solução para o resfriador de gases.

3.3 Ejetor

Na modelagem do ejedor foram investigadas duas metodologias, que serão descritas nos subcapítulos seguintes:

3.3.1 Modelo de mistura a pressão constante (M.P.C.)

Para modelar o ejedor, utilizou-se o modelo de mistura a pressão constante, esta metodologia está descrita nos trabalhos de Deng et al. (2007), Ahammed et al. (2014) e Surwase et al. (2023a). Este modelo assume que os fluxos primário e secundário permanecem à mesma pressão durante todo o processo de mistura. A velocidade nos bocais e no difusor é considerada zero na entrada e na saída do ejedor e, por fim, o valor da pressão na câmara de mistura é assumido. O modelo baseia-se em laços iterativos da Eq. 3.64, para assegurar que o título do

fluido refrigerante na saída do ejetor satisfaça a condição de vapor e líquido saturados no separador de fases

$$X_5 = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.64)$$

Para entender a equação anterior deve-se considerar o separador e estabelecer um volume de controle, como mostrado na Fig. 3.8.

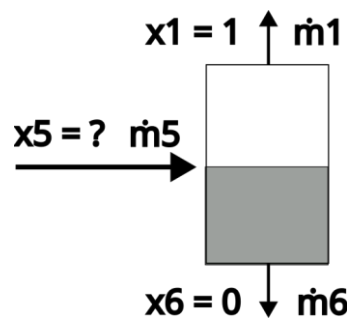


Figura 3.8 - Volume de controle do separador de fases.

Para encontrar o valor do título que satisfaz a equação da conservação da massa para o processo em regime permanente:

$$x_5 = \frac{m_{vapor}}{m_{total}} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_5} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_6} \quad (3.65)$$

Dividendo pela massa $\dot{m}_1$ tanto o numerador como o denominador e substituindo pela taxa de arrastamento obtemos.

$$x_5 = \frac{1}{1 + \dot{m}_6/\dot{m}_1} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (3.66)$$

O ejetor possui quatro seções, cada uma com parâmetros e características que devem ser analisadas separadamente. Essas seções são: bocal primário, o bocal secundário, a câmara de mistura e o difusor. As propriedades do fluxo na saída do bocal primário (ponto p) são calculadas considerando a eficiência do bocal em relação a um processo isentrópico desde (3) até (p). Isso permite calcular a entalpia no estado p utilizando as Eq. 3.67 e 3.68.

$$h_p = h_3 - \eta_p(h_3 - h_{p,ise}) \quad (3.67)$$

$$h_{p,ise} = f(S_{3,ise} P_m) \quad (3.68)$$

Aplicando o balanço de energia através do bocal primário, obtém-se a velocidade do fluxo primário na entrada da seção de mistura, como mostrado a seguir.

$$u_p = \sqrt{2(h_3 - h_p)} \quad (3.69)$$

Para o bocal secundário o processo realizado é análogo ao bocal primário, de esta forma obtemos.

$$h_s = h_8 - \eta_s(h_8 - h_{s,ise}) \quad (3.70)$$

$$h_{s,ise} = f(S_{8,ise} P_m) \quad (3.71)$$

$$u_s = \sqrt{2(h_8 - h_s)} \quad (3.72)$$

O processo na câmara de mistura ocorre sob pressão constante, ou seja, $(P_p = P_s = P_m)$. Nesta seção, uma equação adicional é derivada do balanço de quantidade de momento linear, conforme mostrado na Equação.

$$\dot{m}_p u_p + \dot{m}_s u_s = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_m \quad (3.73)$$

Expressando as vazões mássicas em termos da taxa de arrastamento calculamos a velocidade do fluido refrigerante na saída da seção de mistura.

$$u_m = u_p \frac{1}{1 + \mu} + u_s \frac{\mu}{1 + \mu} \quad (3.74)$$

Aplicando o balanço de energia na seção de mistura, obtém-se a entalpia de saída (ponto m), conforme mostrado na Eq. 3.75.

$$h_m = \left[(h_p + 0,5 \cdot u_p^2) \frac{1}{1 + \mu} \right] + \left[(h_s + 0,5 \cdot u_s^2) \frac{\mu}{1 + \mu} \right] - 0,5 \cdot u_m^2 \quad (3.75)$$

Na seção do difusor, a entalpia de saída é calculada usando o balanço de energia com as entradas do ejetor, resultando na seguinte expressão.

$$h_5 = h_3 \frac{1}{1 + \mu} + h_8 \frac{\mu}{1 + \mu} \quad (3.76)$$

Por último, a pressão de descarga do difusor é calculada.

$$h_{5,ise} = h_m - \eta_d (h_5 - h_m) \quad (3.77)$$

$$P_5 = f(S_m, h_{5,ise}) \quad (3.78)$$

3.3.2 Modelo 1D double choking

Este se encontra baseado nas seguintes referências: Zheng et al. (2015b), Ameer et al. (2016a) e Taslimi Taleghani et al. (2018b), este modelo considera que existe equilíbrio homogêneo para o fluxo bifásico, isto significa que as duas fases se encontram em equilíbrio dinâmico e térmico, e todas as propriedades são constantes ao longo das seções transversais, essa suposição foi comprovada de forma experimental por Chaiwongsa e Wongwises (2007b). São consideradas as áreas de diferentes componentes do ejetor, assim como as pressões internas do ejetor são calculadas com laços iterativos, de forma que o modo de operação do ejetor seja crítico, como descrito no capítulo 2.6. Para esta modelagem são requeridos dados geométricos do ejetor, os quais podem ser encontrados em Zhu et al. (2017) y Zhu e Jiang (2018b), estes são resumidos na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 - Parâmetros geométricos do ejedor.

Parâmetro	Unidade	Valor
D_t	mm	0,8
D_m	mm	2
D_p, D_s	mm	8
D_d	mm	7
L_m	mm	18
θ_d	°	7
θ_m	°	40

Da mesma forma como foi realizado no modelo anterior, este modelo divide o ejedor em secções (bocal primário, bocal secundário, câmara de mistura e difusor), no bocal primário é calculada a pressão onde o fluido primário experimenta o efeito de *choking* descrito no capítulo 2.6.1, para isto é realizado um processo iterativo assumindo a pressão na garganta (P_t) e calculando o fluxo de massa, usando a Eq. 3.79, proposta por Whitfield e Baines et al. (1976) o coeficiente de perdas ζ_t se encontra na Eq. 3.80.

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{P_e \gamma}{\sqrt{\gamma R T_e}} M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2} \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \left(1 - \frac{\gamma - 1}{2} \zeta_t M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.79)$$

$$\zeta_t = \frac{h_s - h_{s, is}}{0,5 u_s^2} \quad (3.80)$$

Como exemplo na Fig. 3.9 é apresentado o fluxo de massa obtido na garganta para uma temperatura e pressão de entrada no bocal primário de 75 bar e 40 °C, as propriedades do fluido na garganta são calculadas nesse ponto de fluxo máximo.

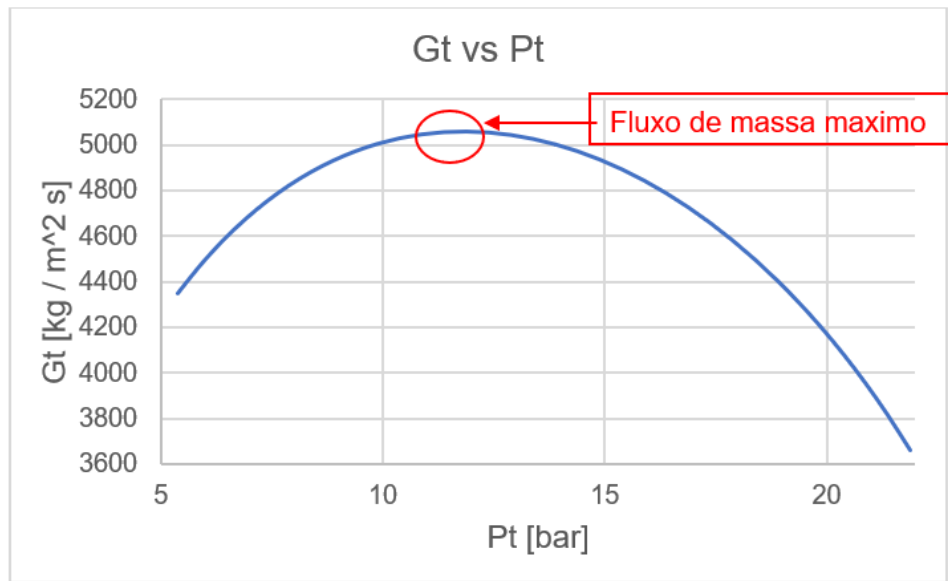


Figura 3.9 - Fluxo de massa na garganta do bocal primário.

Neste ponto de fluxo de massa máximo é calculada a vazão mássica primaria, conforme o mostrado na Eq. 3.81.

$$\dot{m}_p = \rho_t u_t A_t \quad (3.81)$$

A seção do bocal secundário é solucionada da mesma forma que a secção do bocal primário, assumindo a pressão (P_s), as propriedades do fluido serão calculadas para esse ponto de fluxo mássico máximo, adicional a isto assume-se um valor da taxa de arrastamento para calcular a vazão mássica secundária.

$$\dot{m}_s = \mu \cdot \dot{m}_p \quad (3.82)$$

Na seção de entrada da câmara de mistura, o processo iterativo assume inicialmente a pressão de entrada (P_m) para calcular a velocidade do fluido (u_m) usando a equação de balanço de quantidade de movimento linear.

$$(P_t A_t + \rho_t A_t u_t^2) + (P_s A_s + \rho_s A_s u_s^2) = (P_m A_m + \rho_m A_m u_m^2) \quad (3.83)$$

Com a velocidade (u_m) é calculada a entalpia da câmara de mistura (h_m).

$$\dot{m}_p(h_t + 0,5 \cdot u_t^2) + \dot{m}_s(h_s + 0,5 \cdot u_s^2) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s)(h_m + 0,5 \cdot u_m^2) \quad (3.84)$$

Verifica-se se a equação de balanço de massa mostrada na Eq. (3.85) for satisfeita, se não for satisfeita, um novo valor de P_m deve ser assumido.

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s) = \rho_m A_m u_m^2 \quad (3.85)$$

À medida que o refrigerante flui através da câmara de mistura, ele pode experimentar o fenômeno das ondas de choque, que foi discutido na seção 2.6, essas ondas de choque ocorrem porque a velocidade do refrigerante é maior que a velocidade do som, para verificar isso a velocidade do som é calculada usando a equação de Wood e Lindsay (1956) para fluidos bifásicos.

$$a^2 = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\alpha}{\rho_v a_v^2} + \frac{1 - \alpha}{\rho_l a_l^2} \right)^{-1} \quad (3.86)$$

Onde α é a fração de vazio

$$\alpha = \frac{X \rho_l}{X \rho_l + (1 - X) \rho_v} \quad (3.87)$$

Se a velocidade do fluido refrigerante for maior que a velocidade do som ($u_m > a_m$) deve assumir-se um valor para a pressão após a onda de choque P_{sw} , logo disto é calculada a velocidade do fluido refrigerante, usando a Eq. 3.88.

$$(P_m A_m + \rho_m A_m u_m^2) = (P_{sw} A_m + \rho_{sw} A_m u_{sw}^2) \quad (3.88)$$

Com a velocidade (u_{sw}) é calculada a entalpia da câmara de mistura (h_{sw}):

$$(h_m + 0,5 \cdot u_m^2) = (h_{sw} + 0,5 \cdot u_{sw}^2) \quad (3.89)$$

Verifica-se se o balanço de massa da Eq. 3.90 foi satisfeito, se não for satisfeito um novo valor de P_{sw} deve ser assumido.

$$(\dot{m}_p + \dot{m}_s) = \rho_{sw} A_m u_{sw}^2 \quad (3.90)$$

Na seção final do difusor, a entalpia de saída do difuso (h_5), é calculado com balanço de energia:

$$(h_{sw} + 0,5 \cdot u_{sw}^2) = (h_5 + 0,5 \cdot u_5^2) \quad (3.91)$$

É calculado $h_{5,ise}$ y P_5 usando as Eq. 3.77 e 3.78. Por último, se verifica que o balanço de massa no separador de fases satisfaz a Eq. 3.63, se esta condição não for satisfeita um novo valor da taxa de arrastamento deve ser assumido na Eq. 3.82, caso seja satisfeito, obtém-se a solução do ejetor. Na Fig. 3.10 se mostra o fluxograma geral deste modelo.

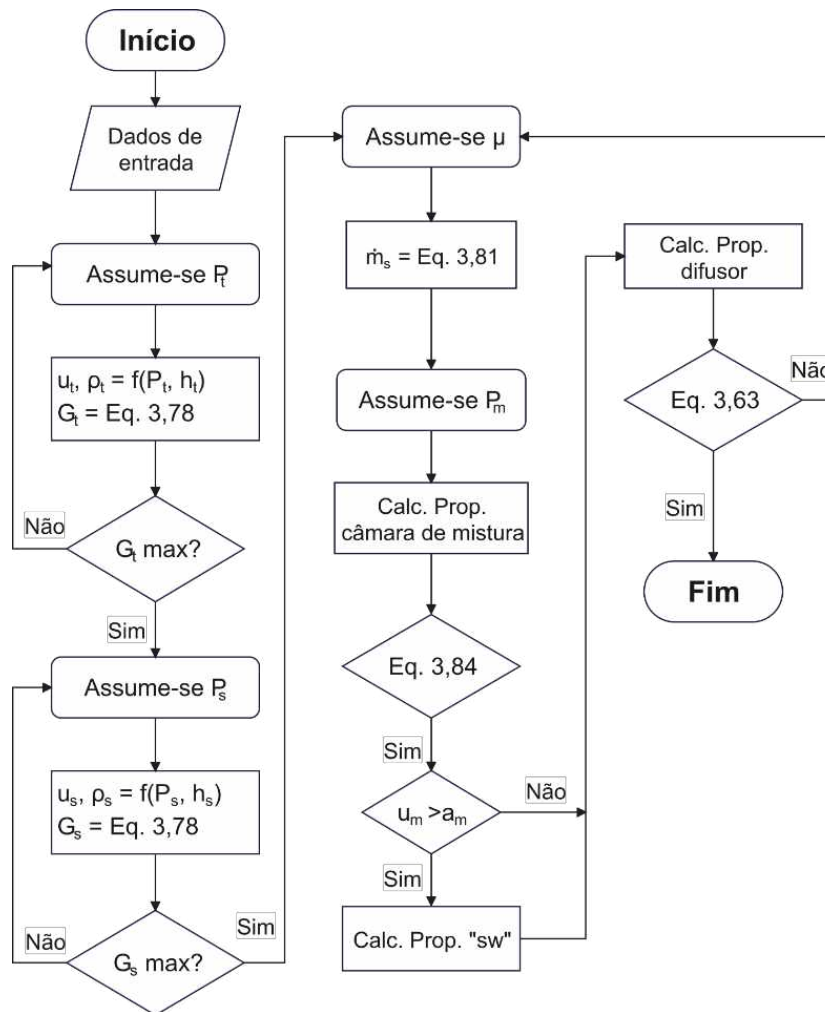


Figura 3.10 - Fluxograma modelo 1D double choking ejetor.

3.4 Válvula de expansão

Para modelar a vazão mássica de um fluido monofásico, a Eq. 3.92 é comumente usada na literatura, esta é derivada da equação de Bernoulli para fluidos incompressíveis (LI, 2013).

$$\dot{m} = C \cdot A \sqrt{2\rho_{in} - (P_{in} - P_{out})} \quad (3.922)$$

Onde A é a área da garganta, ρ_{in} a massa específica do fluido de entrada, P_{in} e P_{out} as pressões de entrada e saída, C_d é o coeficiente de correção.

O coeficiente de correção é constante para fluidos incompressíveis monofásicos. Como esta equação não pode descrever corretamente o comportamento da vazão mássica para fluidos bifásicos, uma modificação foi introduzida por (HOU et al., 2014a) como se mostra na Eq. 3.93.

$$\dot{m} = C_d \cdot A \cdot Y \sqrt{2\rho_{in} - (P_{in} - P_{out})} \quad (3.93)$$

Este novo termo Y é chamado de fator de expansão e é responsável pelos efeitos da vaporização parcial do fluido refrigerante dentro do dispositivo de expansão. Em Rabelo et al. (2023) uma nova modificação foi realizada conforme segue.

$$\dot{m} = C_d \cdot A \cdot Y \sqrt{2\rho_{in} P_{in} X} \quad (3.94)$$

X é a razão de pressão diferencial, para CO_2 foi definida por Hou et al. (2014c) como segue na Eq. 3.95.

$$X = \begin{cases} \frac{(P_{in} - P_{out})}{P_{in}} & \rightarrow (P_{in} - P_{out}) < \Delta P_{cr} \\ \frac{\Delta P_{cr}}{P_{in}} & \rightarrow (P_{in} - P_{out}) \geq \Delta P_{cr} \end{cases} \quad (3.95)$$

Onde

$$\Delta P_{cr} = 0,95^2 \left[P_i - P_{sat} \left(0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{P_{sat}}{P_{cr}}} \right) \right] \quad (3.96)$$

O fator de expansão Y é calculado como segue:

$$Y = 1 - \frac{X}{3 \Delta P_{cr}/P_{in}} \quad (3.97)$$

O coeficiente de correção C_d é calculado usando a equação de Hou et al. Hou et al. (2014c) para dióxido de carbono:

$$C_d = a(Z)^b \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{sat}} \right)^c \left(\frac{P_{in} - P_{sat}}{X \cdot P_{in}} \right)^d \quad (3.98)$$

Onde Z é a abertura da válvula e devem ser identificados os coeficientes a , b , c e d , no presente trabalho estes foram otimizados por algoritmo genético.

3.5 Solução sistema completo

A simulação para a solução do sistema completo é baseada nos submodelos mostrados acima, esses componentes são acoplados e interagem conforme mostrado na Fig. 3.11.

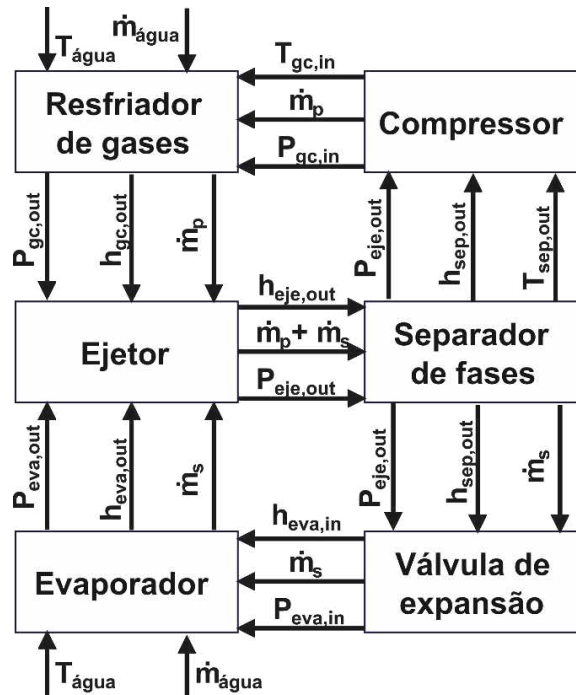


Figura 3.11 - Acoplamento e interação dos modelos.

Para simplificar a interação entre cada componente, são utilizadas as seguintes hipóteses simplificadoras: Não há transferência de calor para o ambiente, exceto para os trocadores de calor, não há perda de pressão nas tubulações, todos os modelos estão em regime permanente e o fluido refrigerante está em equilíbrio homogêneo. Para resolver este ciclo, a simulação inicia com o modelo do compressor, no qual são calculados a vazão mássica primária, pressão de descarga e temperatura de descarga, estes parâmetros de saída do compressor serão as variáveis de entrada do modelo do resfriador de gases, cuja solução fornece os dados para o modelo do ejetor, após isto são resolvidos o modelo da válvula de expansão e do evaporador nesta ordem, com isto o modelo do ejetor já possui todos os dados de entrada e pode ser resolvido, completando assim o ciclo. Para garantir a estabilidade dos resultados e a solução numérica dos modelos foi implementado um método de relaxação (Press et al, 2007), que utiliza laços iterativos da vazão mássica conforme equação a seguir:

$$\dot{m} = (1 - CR) \cdot \dot{m}_{calc} + (CR \cdot \dot{m}_{exp}) \quad (3.99)$$

Onde CR é o coeficiente de relaxamento, no presente trabalho foi utilizado inicialmente um valor de 0,8 que diminui à medida que a vazão mássica calculada converge com o resultado experimental.

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para cada componente do sistema, avaliando-os com a literatura inicialmente de forma individual e posteriormente com o sistema trabalhando como um todo. Para comparar os modelos, foram utilizados os dados disponíveis na literatura Zhu et al. (2017), de forma que cada modelo é verificado usando os dados experimentais.

4.1 Resultados da simulação do compressor

Como descrito no capítulo 3.1, os parâmetros identificados para o compressor foram otimizados através da técnica de algoritmo genético, os valores obtidos são mostrados na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 - Parâmetros identificados do compressor

Parâmetro	Valor
d_{su}	0,0384 [m]
d_{ex}	0,0953 [m]
AU_{su}	1,3 [W/K]
AU_{amb}	4,5 [W/K]
AU_{ex}	5,7 [W/K]
α	0,9047 [-]
T_{loss}	0,4986 [K]
$\dot{V}_s$	9,76 [cm ³]
C_f	0,084524 [-]

É importante ressaltar que os parâmetros identificados são parâmetros fictícios, ou seja, não correspondem exatamente aos valores físicos reais, pois existem hipóteses simplificadoras dentro do modelo, além de não contemplarem efeitos como o refluxo através das válvulas do compressor. Apesar disso, se espera que esses valores estejam na mesma ordem de grandeza dos parâmetros físicos. Para avaliar esses resultados, a Fig. 4.1 mostra a comparação da potência consumida pelo compressor experimental versus a numérica, os resultados permitem concluir que existe boa concordância entre o simulado e o experimental, pois o erro relativo médio foi de 4,78%, mantendo-se dentro de intervalos entre -3,73% e -6,11%. Nesses resultados, pode-se também observar uma tendência da potência ser menor que a potência real, assim como uma dispersão muito baixa.

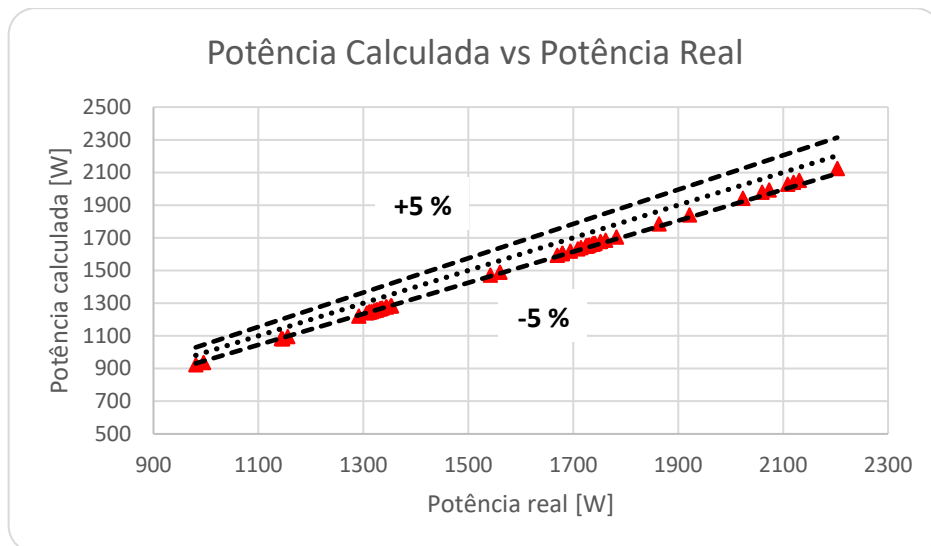


Figura 4.1 - Comparação da potência real consumida pelo compressor e a potência calculada.

Os resultados da comparação da vazão mássica predita são encontrados na Fig. 4.2. Pode-se observar uma maior dispersão, assim como uma leve tendência do modelo para superestimar a taxa de fluxo de massa para os valores mais baixos. Para esta simulação, o erro relativo médio foi de 3,04%, com um erro relativo máximo de 15,33% e um erro relativo mínimo de -5,51%. A faixa do erro relativo foi de 15,33 % e -5,51 %. Considerando isto os resultados mostram boa concordância com os dados experimentais.

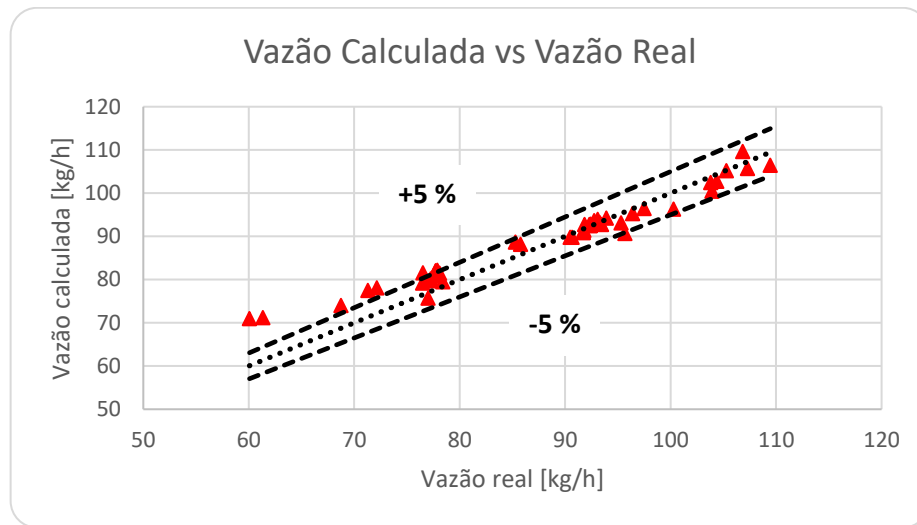


Figura 4.2 - Comparação da vazão mássica simulada com os dados experimentais.

Os resultados da simulação para a temperatura de descarga do compressor são observados na Fig. 4.3. Neste caso, pode-se observar uma tendência do modelo para sobrestimar e subestimar a temperatura de descarga do compressor para valores baixos e altos de temperatura respectivamente. Apesar disso, esta simulação apresenta a menor média de erro relativo, com 0,75%, um erro relativo máximo de 1,16% e mínimo de -3,33%, respectivamente. Em termos de erro absoluto, a temperatura de descarga do compressor mantém-se com um erro absoluto entre 4 K e 12 K durante toda a faixa de operação.

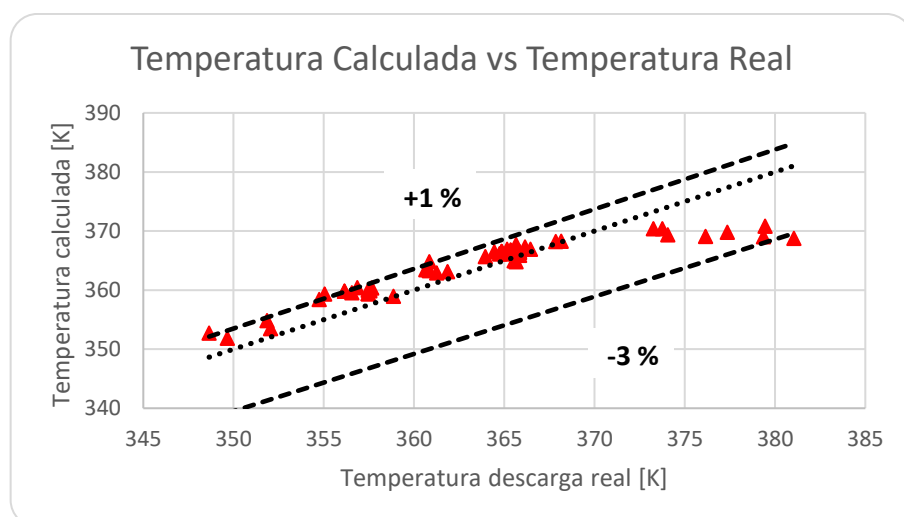


Figura 4.3 - Comparação da temperatura de descarga com os dados experimentais.

As principais variáveis de saída do compressor são mostradas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Resultados obtidos para cada teste do compressor.

Teste	P_ex [bar]	T_ex [bar]	P_su [bar]	T_su [K]	T_calc [K]	Erro [%]	W [W]	W_calc [W]	Erro [%]	$\dot{m}$ [kg/h]	$\dot{m}_{calc}$ [kg/h]	Erro [%]
1	85,80	351,85	39,7	278,75	354,83	0,84	1090,67	1095,93	-5,49	71,28	77,47	7,99
2	88,30	357,45	38,5	277,55	359,40	0,54	1306,32	1246,39	-5,22	77,55	80,87	4,11
3	92,30	361,25	38,7	277,75	362,89	0,45	1500,48	1472,04	-4,74	85,78	88,17	2,71
4	95,10	364,85	38,1	277,15	366,55	0,46	1684,23	1652,57	-4,51	92,38	92,56	0,19
5	97,00	367,85	38	276,95	368,22	0,10	1861,65	1786,64	-4,31	97,47	96,42	-1,09
6	99,90	373,25	38,1	276,95	370,37	-0,78	2159,29	1992,71	-4,04	103,80	102,48	-1,29
7	82,40	349,65	39,5	278,65	351,85	0,63	913,68	924,07	-6,11	60,07	70,95	15,33
8	85,80	352,05	40,5	279,55	353,50	0,41	1121,71	1084,71	-5,45	72,15	78,10	7,62
9	88,90	356,15	38,6	277,65	359,81	1,02	1253,51	1277,95	-5,14	77,71	82,02	5,25
10	92,40	361,85	38,5	277,45	363,12	0,35	1513,25	1490,33	-4,71	85,28	88,66	3,81
11	94,30	365,15	37,9	276,95	366,18	0,28	1698,72	1605,64	-4,60	91,73	90,90	-0,91
12	95,50	364,45	38,2	277,15	366,51	0,56	1678,74	1686,69	-4,43	93,09	93,93	0,90
13	99,10	373,75	37,7	276,55	370,41	-0,90	2193,99	1942,99	-4,14	103,93	100,44	-3,47
14	83,00	348,65	39,6	278,95	352,73	1,16	889,10	938,54	-6,09	61,35	71,19	13,82
15	85,40	354,75	37,8	277,15	358,41	1,02	1110,21	1083,40	-5,79	68,74	74,04	7,16
16	88,80	360,85	36,9	276,15	363,28	0,67	1391,11	1283,90	-5,35	78,38	79,46	1,36
17	94,00	365,35	37,4	276,45	366,83	0,40	1680,87	1594,85	-4,67	90,48	89,82	-0,74
18	94,70	366,45	37,7	276,75	366,92	0,13	1738,32	1633,59	-4,58	91,79	91,39	-0,44
19	95,80	368,15	37,5	276,55	368,29	0,04	1844,65	1706,06	-4,49	95,29	93,12	-2,33
20	98,00	379,45	37,3	276,45	370,84	-2,32	2349,96	1841,45	-4,35	100,27	96,29	-4,13
21	88,70	357,45	38,4	277,45	359,98	0,70	1305,31	1269,88	-5,18	78,08	81,49	4,18
22	88,60	358,85	38,8	277,75	358,95	0,03	1361,89	1266,52	-5,12	77,87	82,15	5,21
23	88,30	357,45	38,5	277,55	359,40	0,54	1306,32	1246,39	-5,22	77,55	80,87	4,11
24	88,20	356,85	37,9	276,95	360,39	0,98	1273,62	1250,01	-5,28	77,24	80,17	3,66
25	88,50	357,55	38,3	277,35	359,96	0,67	1309,50	1260,36	-5,21	77,97	81,05	3,80
26	88,60	355,05	38,7	277,75	359,34	1,19	1224,69	1259,88	-5,17	77,79	81,58	4,65
27	88,40	357,55	38,3	277,35	359,86	0,64	1308,22	1254,87	-5,22	77,77	80,87	3,84

28	88,90	356,15	38,6	277,65	359,81	1,02	1253,51	1277,95	-5,14	77,71	82,02	5,25
29	88,00	357,65	37,8	276,85	360,38	0,76	1302,47	1240,65	-5,31	77,20	79,74	3,18
30	88,50	356,55	38,4	277,35	359,57	0,84	1257,10	1266,82	-5,16	76,50	81,61	6,26
31	88,40	360,65	36,4	275,45	363,44	0,77	1359,06	1284,88	-5,37	76,48	79,19	3,43
32	87,90	360,85	36,1	275,75	364,81	1,08	1356,10	1222,00	-5,68	77,01	75,75	-1,66
33	95,10	364,85	38,1	277,15	366,55	0,46	1684,23	1652,57	-4,51	92,38	92,56	0,19
34	94,90	364,75	38,1	277,05	366,15	0,38	1680,25	1650,09	-4,49	91,85	92,73	0,94
35	95,30	365,15	38	277,05	366,91	0,48	1690,55	1666,69	-4,50	92,42	92,80	0,41
36	94,30	365,15	37,9	276,95	366,18	0,28	1698,72	1605,64	-4,60	91,73	90,90	-0,91
37	94,90	364,75	38,1	277,05	366,15	0,38	1688,48	1650,09	-4,49	92,30	92,73	0,46
38	94,10	366,15	37,2	276,25	367,30	0,31	1708,95	1604,17	-4,68	90,64	89,77	-0,96
39	100,30	374,05	38,6	277,25	369,38	-1,26	2239,05	2039,75	-3,91	105,29	105,19	-0,10
40	101,20	376,15	39,6	278,55	369,07	-1,92	2405,32	2051,54	-3,86	109,45	106,45	-2,81
41	100,00	377,35	38,6	277,55	369,78	-2,05	2351,80	1980,57	-4,03	104,37	102,76	-1,56
42	101,10	379,35	39,7	278,75	369,04	-2,79	2497,64	2029,77	-3,89	107,28	105,75	-1,45
43	102,10	381,05	40,1	278,95	368,78	-3,33	2559,77	2123,92	-3,73	106,82	109,63	2,56
44	95,60	365,65	38,4	278,05	367,75	0,57	1739,58	1619,61	-4,64	95,67	90,67	-5,51
45	95,30	365,85	38,2	277,25	366,55	0,19	1734,36	1663,68	-4,48	93,07	93,03	-0,04
46	95,30	365,85	38,3	277,35	366,37	0,14	1740,14	1662,18	-4,47	93,28	93,15	-0,14
47	95,20	365,85	38,4	277,35	365,88	0,01	1739,77	1664,71	-4,44	92,76	93,62	0,92
48	95,20	365,55	38,9	277,85	364,99	-0,15	1758,63	1657,57	-4,40	93,91	94,21	0,32
49	94,80	363,95	38,3	277,25	365,70	0,48	1683,29	1640,87	-4,49	93,46	92,78	-0,74
50	95,10	364,85	38,1	277,15	366,55	0,46	1684,23	1652,57	-4,51	92,38	92,56	0,19
51	95,60	365,65	39,2	278,15	364,83	-0,22	1805,55	1678,87	-4,34	96,39	95,31	-1,13

4.2 Resultados da simulação dos trocadores de calor

Devido ao fato de que o resfriador de gases e o evaporador estão discretizados em pequenos volumes de controle, existe uma variação do resultado com o número de divisões. Para verificar o número de divisões no qual o resultado mostra insensibilidade, foram realizados testes de sensibilidade em relação às variáveis de taxa de transferência de calor e temperatura de saída do fluido refrigerante. A Fig. 4.4 mostra o teste de malha para o resfriador de gases.

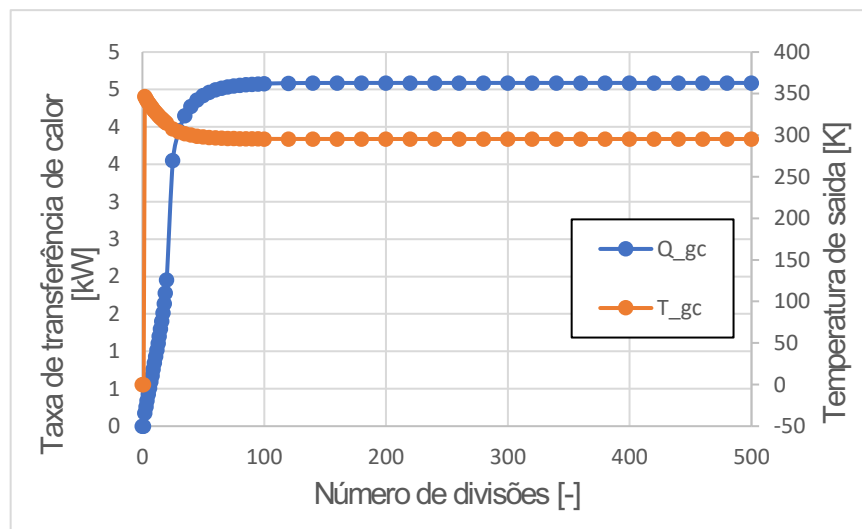


Figura 4.4 - Teste de malha para o resfriador de gases.

Como se pode ver na figura anterior, a partir de 100 divisões o modelo para o resfriador de gases se estabiliza, obtendo espalhamentos menores que 0,08%.

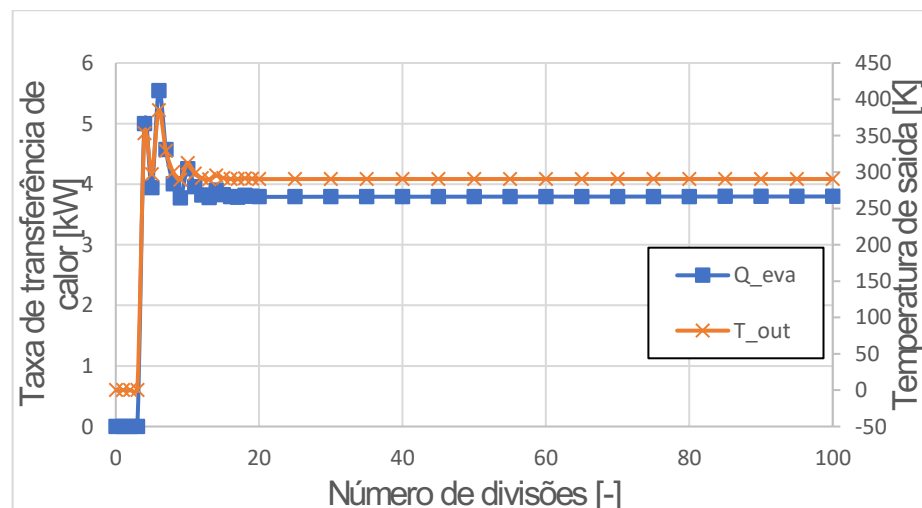


Figura 4.5 - Teste de malha para o evaporador.

Na Figura 4.5 é mostrado o resultado do teste de malha para o evaporador, atingindo a estabilidade a partir de 20 divisões, com variações menores que 0,07%.

4.2.1 Resultados resfriador de gases

Na Fig. 4.6 podem ser vistos os valores numéricos obtidos para a taxa de transferência de calor total. Os resultados mostram que o modelo desenvolvido consegue calcular a taxa de transferência do resfriador de gases com boa concordância, não sendo evidente alguma tendência não resultado.

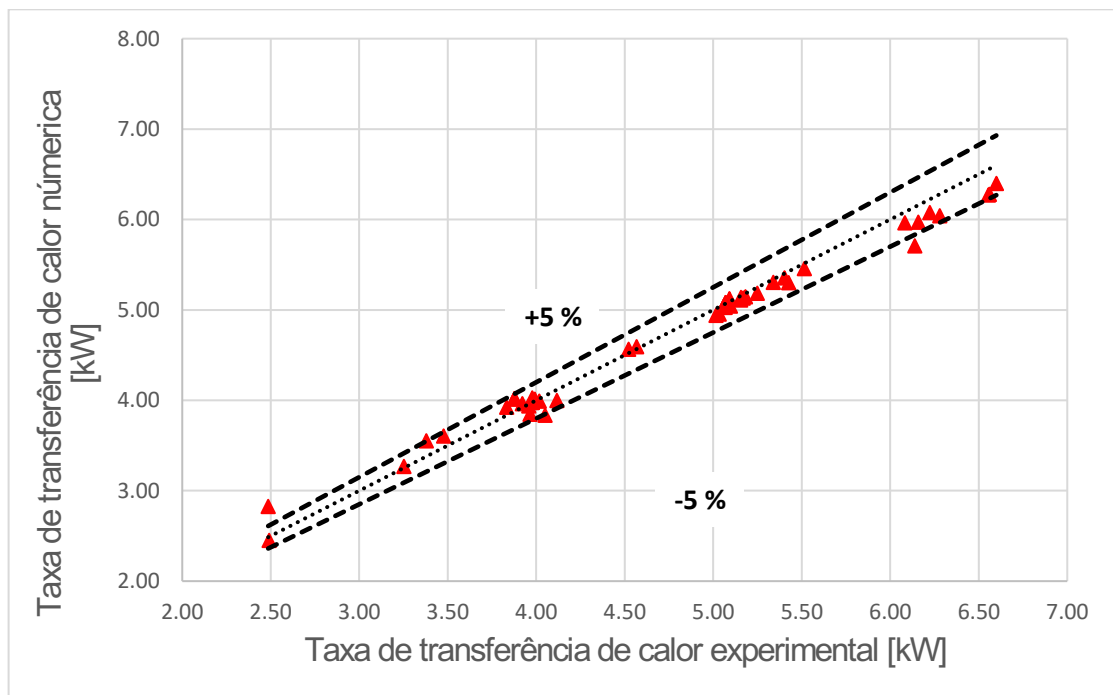


Figura 4.6 - Comparação da taxa de transferência de calor numérica vs experimental no resfriador de gases.

Para a taxa de transferência de calor, o erro relativo máximo foi de 12,05% e o mínimo de -7,56%. Como mostrado na Fig 4.7, onde é comparado o erro relativo da taxa de transferência de calor e a vazão mássica, pode-se observar também uma tendência no modelo, pois à medida que a vazão mássica aumenta, a taxa de transferência de calor tende a ser subestimada.

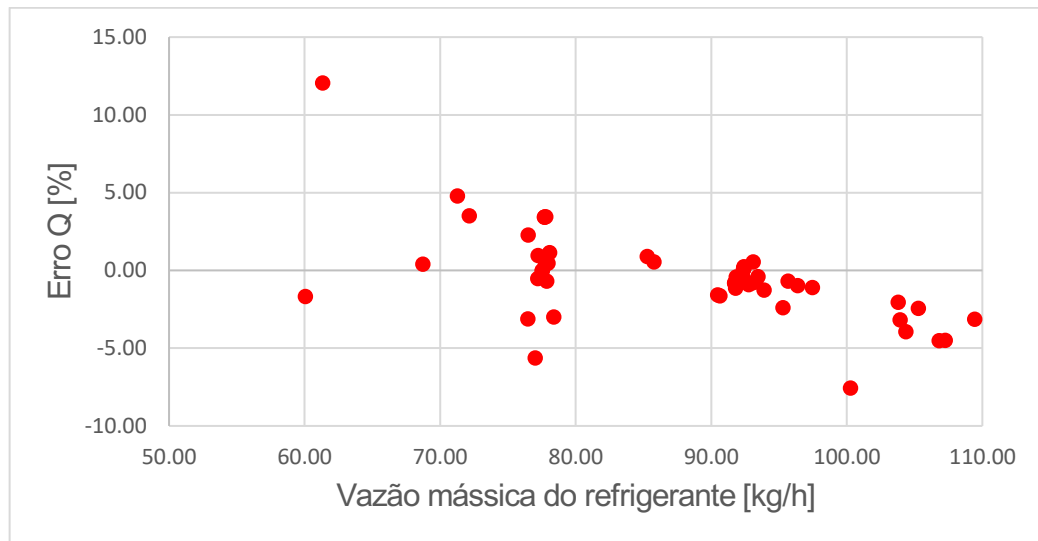


Figura 4.7 - Comparação do erro relativo da taxa de transferência de calor vs a vazão mássica do refrigerante no resfriador de gases.

Na Fig. 4.8 se mostra o erro absoluto da temperatura de descarga do resfriador de gases e a vazão mássica. O limite superior do erro foi de 1,14 K e o inferior foi de 3,56 K, ou seja, os resultados previstos para a temperatura estão contidos neste intervalo, o que significa que o modelo consegue prever com alta concordância a temperatura de descarga. Além disso, pode-se observar uma tendência da temperatura de descarga em ser subestimada à medida que aumenta a vazão mássica do refrigerante.

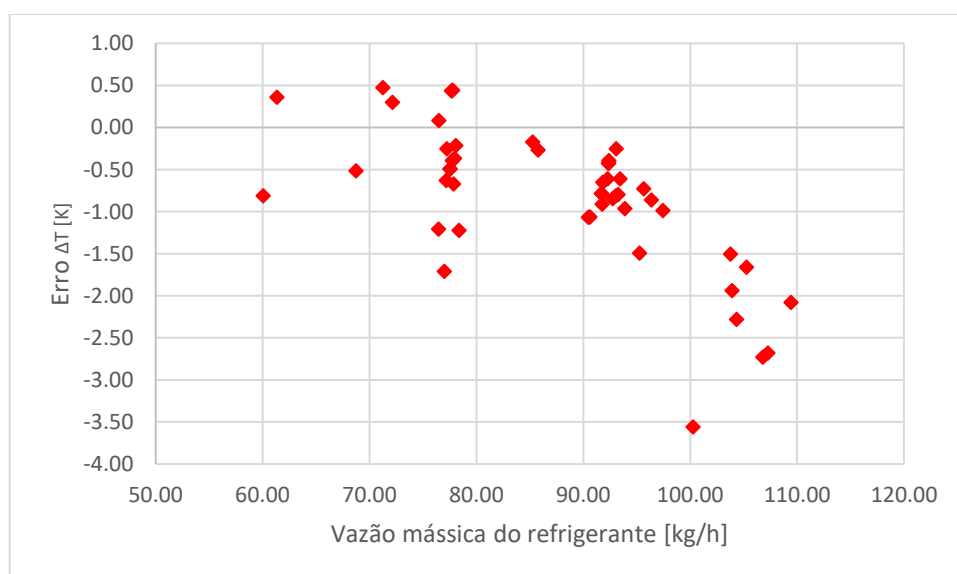


Figura 4.8 - Comparação do erro relativo da temperatura de saída do refrigerante vs a vazão mássica do refrigerante no resfriador de gases.

4.2.2 Resultados evaporador

Na Fig. 4.9 podem ser vistos os valores numéricos obtidos para a taxa de transferência de calor total. Os resultados mostram que o modelo desenvolvido consegue calcular a taxa de transferência do resfriador de gases com boa concordância. Assim como uma tendência a subestimar a taxa de transferência de calor.

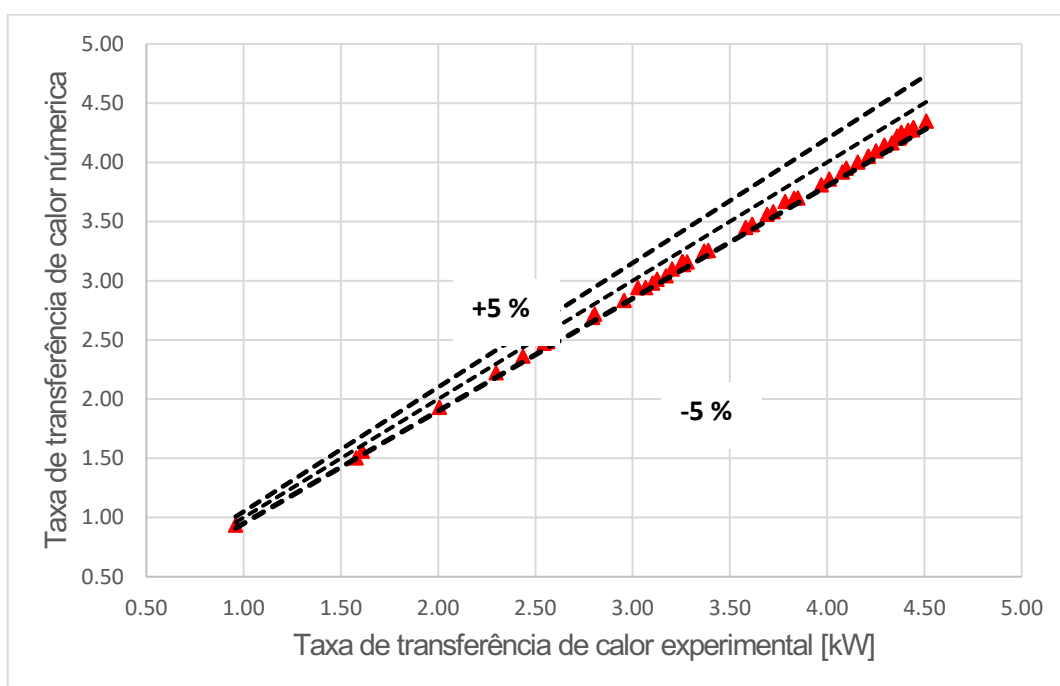


Figura 4.9 - Comparação da taxa de transferência de calor numérica vs experimental no evaporador.

O limite máximo do erro relativo foi de -2,56% e o mínimo de -4,95%, como mostrado na Fig. 4.10, onde é comparado o erro relativo da taxa de transferência de calor com a vazão mássica. Esses resultados também indicam que existe uma tendência do modelo a subestimar a taxa de transferência de calor a medida que incrementa a vazão mássica, além de estar todos os valores abaixo da linha de zero.

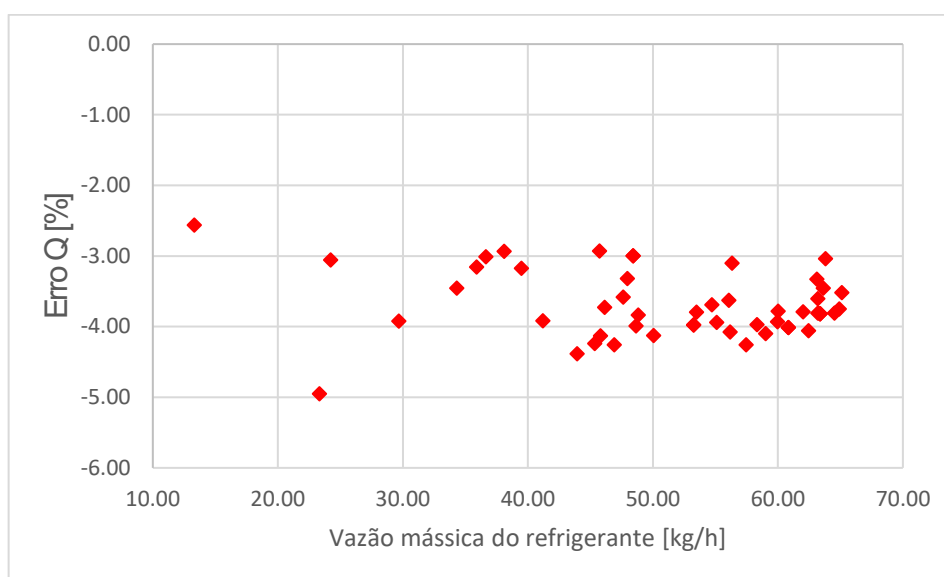


Figura 4.10 - Comparação do erro relativo da taxa de transferência de calor vs a vazão mássica do refrigerante no evaporador.

Os resultados do erro absoluto na temperatura de descarga do evaporador em relação à vazão mássica são mostrados na Fig. 4.11. Similar aos dados obtidos na figura anterior, observa-se uma tendência da temperatura ser subestimada, assim como uma leve tendência na diminuição da temperatura calculada à medida que a vazão mássica aumenta. Os limites superior e inferior são 8,10 K e 3,51 K, respectivamente, o que indica que o modelo desenvolvido permite calcular com boa concordância a temperatura de saída do evaporador.

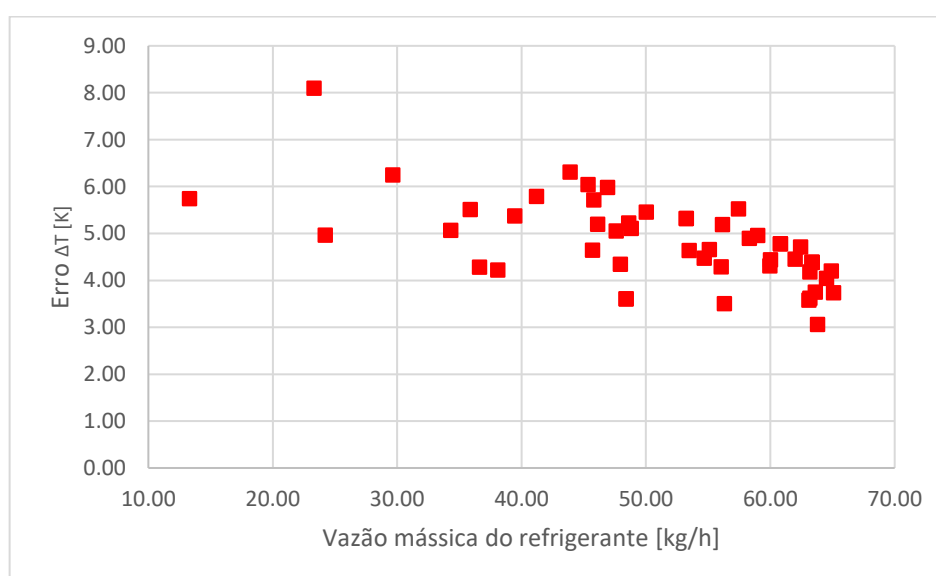


Figura 4.11 - Comparação do erro relativo da temperatura de saída do refrigerante vs a vazão mássica do refrigerante

4.3 Resultados da simulação do ejedor

Para o ejedor, foram desenvolvidas duas metodologias, a primeira chamada de mistura a pressão constante e a segunda 1D double choking. os resultados para cada metodologia serão apresentados nos subcapítulos seguintes.

4.3.1 Resultados modelo de mistura a pressão constante

Como visto em seções anteriores, este modelo não requer dados geométricos do ejedor, considera as perdas e os diferentes fenômenos físicos internos usando o conceito de eficiência isentrópica. Com o objetivo de obter o melhor resultado possível, este modelo foi utilizado em conjunto com um algoritmo genético para otimizar esses valores de eficiência, além da queda de pressão de mistura. Cabe ressaltar que essa abordagem é possível devido ao baixo custo computacional que envolve este modelo. Desta forma, as eficiências identificadas são mostradas na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 - Eficiências isentrópicas identificadas do ejedor.

Componente ejedor	Eficiência
Bocal primário	$\eta_p = 0,67$
Bocal secundário	$\eta_s = 0,89$
Difusor	$\eta_d = 0,83$
Pressão câmara de mistura	$P_m = P_s - 0,97 \text{ bar}$

A Fig. 4.12 compara os resultados obtidos para a pressão de descarga do ejedor. Esses resultados permitem concluir que o modelo calcula com bastante precisão a pressão de descarga, pois mais de 90% dos resultados estão contidos dentro de um intervalo de erro de $\pm 3\%$, com um erro relativo máximo de 8,06%. Observam-se dados distribuídos sem nenhuma tendência clara nos resultados.

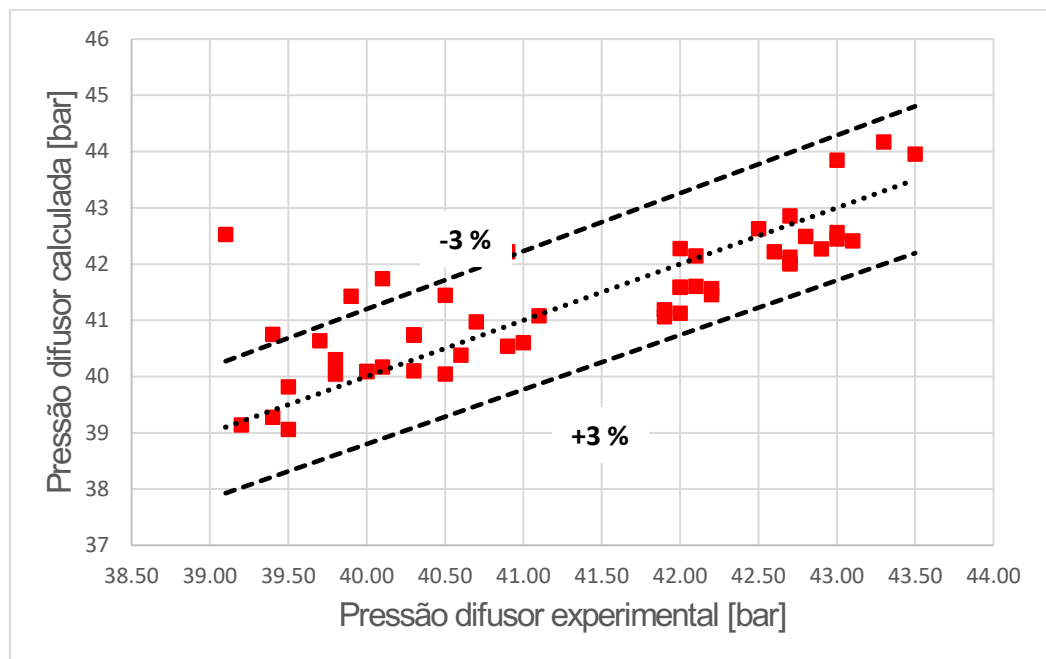


Figura 4.12 - Comparação da pressão de saída do ejetor para o modelo M.P.C.

Na Fig. 4.13, pode-se ver a comparação dos resultados para a temperatura de descarga prevista em relação à temperatura experimental, observando um erro relativo em um intervalo de $\pm 1\%$, com um erro absoluto máximo de 1,72 K, o que implica uma alta concordância nos resultados.

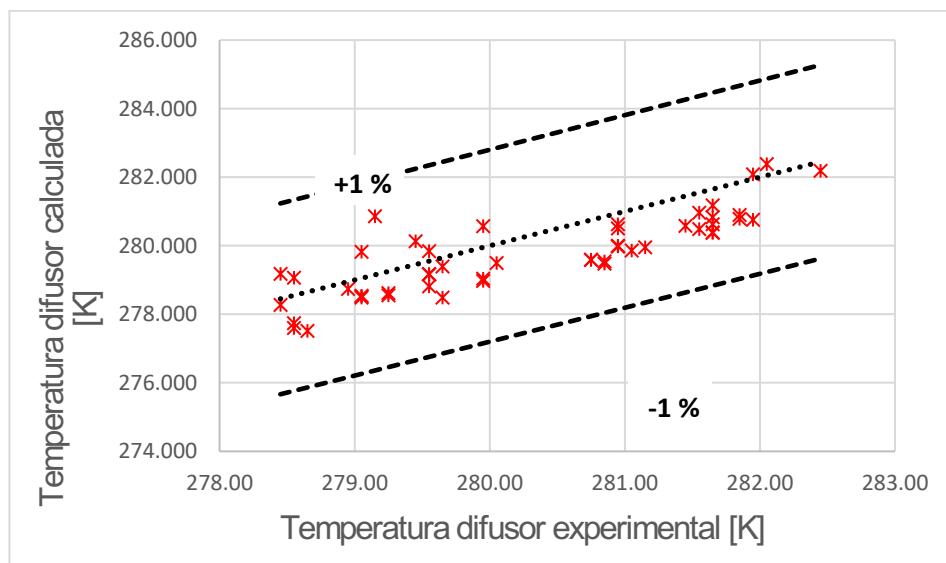


Figura 4.13 - Comparação da temperatura de saída do ejetor para o modelo M.P.C.

Na Fig. 4.14, podem ser vistos os resultados do modelo para a taxa de arrastamento em relação à experimental. Os resultados apresentam uma boa concordância com uma média de erro relativa de 3,95%. Adicionalmente, pode-se observar um teste para o qual o erro relativo foi de -19,08%, o que pode ser devido que as variáveis otimizadas apresentam pouca influência para essa condição de operação.

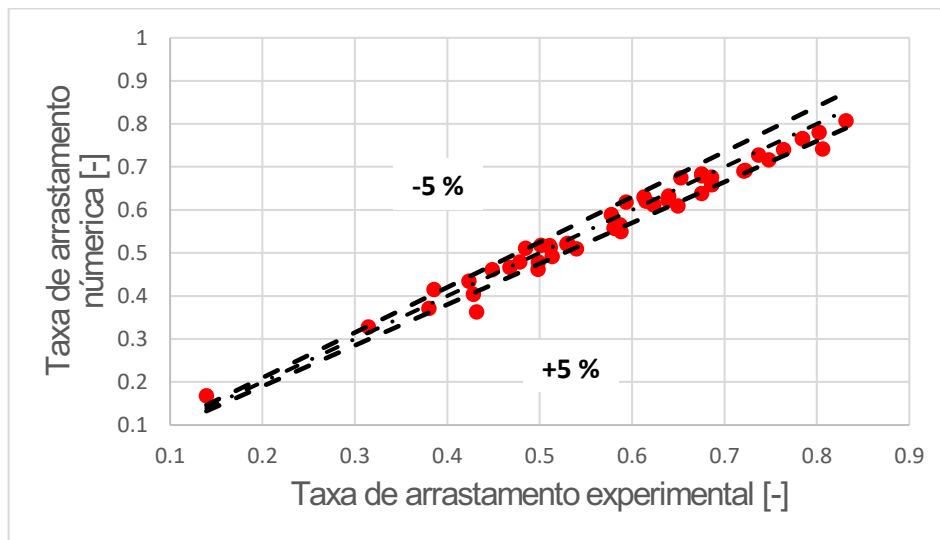


Figura 4.14 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica modelo M.P.C.

A relação entre a taxa de arrastamento e a pressão de entrada do bocal primário pode ser observada na Fig. 4.15, sendo vista uma leve tendência da taxa de arrastamento a diminuir para valores altos de pressão de entrada do bocal primário.

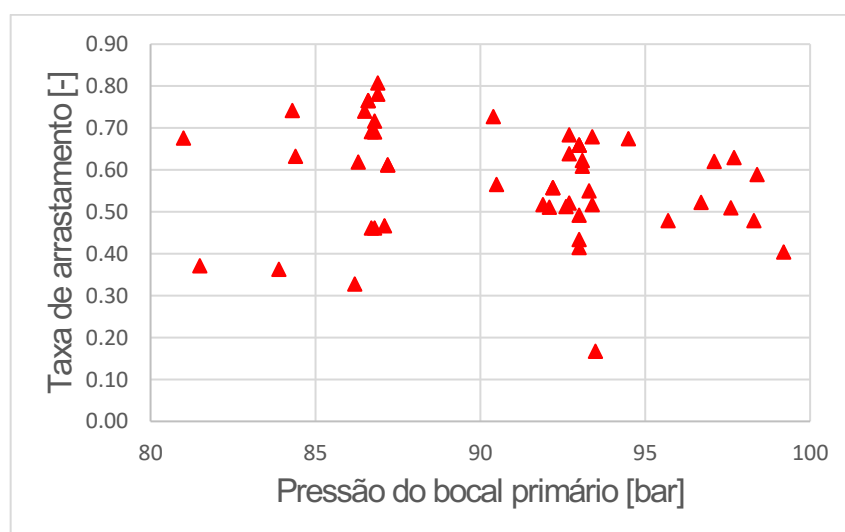


Figura 4.15 - Pressão do bocal primário vs taxa de arrastamento para o modelo M.P.C.

A Fig. 4.16 mostra os resultados para a pressão de entrada do bocal primário em relação ao título de descarga do ejetor. Neste caso, pode-se observar uma tendência do título a diminuir conforme aumenta a pressão de entrada no bocal primário.

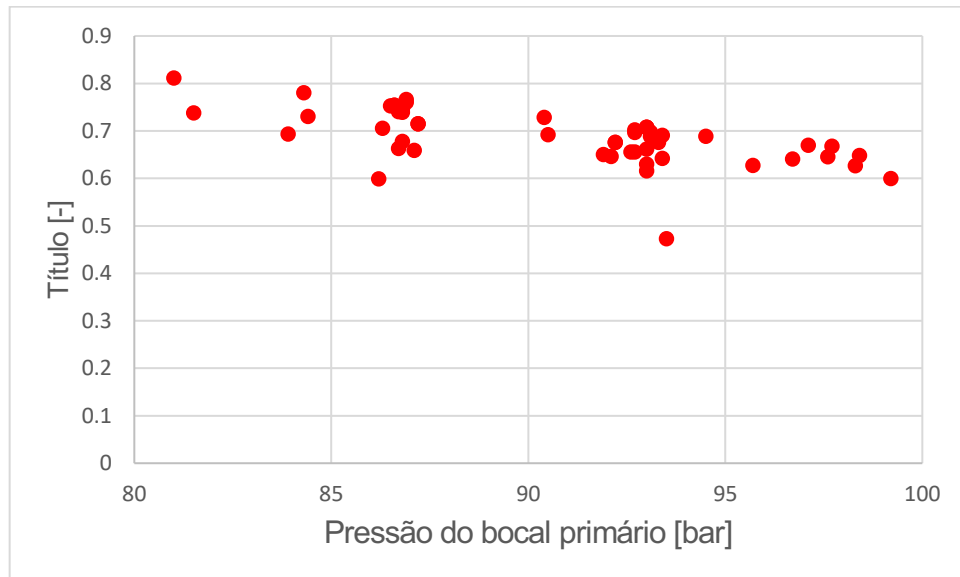


Tabela 4.4 - Resultados obtidos para cada teste do ejeter modelo M.P.C.

Teste	P _p [bar]	T _p [bar]	P _s [bar]	T _s [bar]	P5 [bar]	P5 _{cal} [bar]	Erro [%]	T5 [K]	T5 _{cal} [K]	Erro [%]	μ [-]	μ_{calc} [-]	Erro [%]
1	84,3	308,35	36	295,95	40,5	40,0	-1,14	279,65	278,493	-0,42	0,81	0,74	-8,75
2	86,6	308,25	36	295,35	40	40,1	0,22	279,05	278,537	-0,18	0,78	0,77	-2,52
3	90,4	308,55	35,9	294,85	39,8	40,3	1,24	278,95	278,741	-0,07	0,74	0,73	-1,33
4	93	308,65	36	295,05	40,3	40,7	1,08	279,55	279,169	-0,14	0,69	0,66	-4,11
5	94,5	308,35	35,8	294,45	39,4	40,8	3,32	278,45	279,180	0,26	0,65	0,67	3,23
6	97,1	308,55	36,1	293,75	39,9	41,4	3,69	279,05	279,829	0,28	0,61	0,62	0,90
7	81	308,15	36,2	295,55	42	41,1	-2,13	280,85	279,540	-0,47	0,69	0,68	-1,56
8	84,4	308,15	36,2	295,15	41,9	41,1	-2,04	280,85	279,480	-0,49	0,64	0,63	-1,15
9	87,2	308,75	36,1	293,65	41,9	41,2	-1,74	280,75	279,594	-0,41	0,62	0,61	-1,89
10	90,5	308,85	36,2	295,55	42,2	41,6	-1,53	281,15	279,960	-0,43	0,59	0,56	-3,91
11	92,2	308,45	36,2	295,55	42	41,6	-0,99	280,95	279,983	-0,35	0,58	0,56	-4,16
12	93,3	308,65	36,2	294,75	42,1	41,6	-1,19	280,95	279,999	-0,34	0,59	0,55	-6,98
13	96,7	308,25	36,2	294,95	42,1	42,1	0,11	280,95	280,508	-0,16	0,53	0,52	-1,55
14	81,5	308,45	36,3	297,15	43	43,8	1,94	281,95	282,089	0,05	0,38	0,37	-2,55
15	83,9	308,65	35,9	295,55	42,5	42,6	0,30	281,55	280,962	-0,21	0,43	0,36	-19,09
16	87,1	308,45	36,3	293,85	43	42,6	-1,04	281,85	280,897	-0,34	0,47	0,47	-0,29
17	91,9	308,35	36	295,95	42,7	42,0	-1,61	281,65	280,392	-0,45	0,50	0,52	3,07
18	92,6	308,65	36	295,95	42,7	42,0	-1,66	281,65	280,375	-0,45	0,51	0,51	0,20
19	93,4	308,15	36,3	295,25	42,9	42,3	-1,49	281,65	280,627	-0,36	0,51	0,52	1,20
20	95,7	308,55	36	294,35	43	42,4	-1,30	281,85	280,791	-0,38	0,48	0,48	0,04
21	86,9	308,45	35,9	294,95	39,5	39,8	0,80	278,45	278,273	-0,06	0,83	0,81	-3,02
22	86,9	308,45	36	295,35	39,8	40,0	0,61	279,05	278,491	-0,20	0,80	0,78	-2,80
23	86,6	308,25	36	295,35	40	40,1	0,22	279,05	278,537	-0,18	0,78	0,77	-2,52
24	86,5	308,35	35,9	295,45	40,3	40,1	-0,49	279,25	278,550	-0,25	0,76	0,74	-3,22
25	86,8	308,35	36,1	295,35	40,6	40,4	-0,55	279,55	278,819	-0,26	0,75	0,72	-4,47
26	86,8	308,45	36,1	294,65	40,9	40,5	-0,89	279,95	278,976	-0,35	0,72	0,69	-4,45
27	86,7	308,35	36,2	295,55	41	40,6	-0,97	279,95	279,039	-0,33	0,72	0,69	-4,50

28	87,2	308,75	36,1	293,65	41,9	41,2	-1,74	280,75	279,594	-0,41	0,62	0,61	-1,89
29	86,3	308,25	36,3	295,65	42,2	41,5	-1,79	281,05	279,858	-0,43	0,59	0,62	3,97
30	86,8	308,65	36,2	293,85	42,6	42,2	-0,90	281,45	280,578	-0,31	0,50	0,46	-7,99
31	86,7	308,65	36	294,55	42,8	42,5	-0,73	281,65	280,832	-0,29	0,45	0,46	2,64
32	86,2	308,25	36,1	294,05	43,3	44,2	1,97	282,05	282,381	0,12	0,31	0,33	4,00
33	93	308,65	36	295,05	40,3	40,7	1,08	279,55	279,169	-0,14	0,69	0,66	-4,11
34	92,7	308,45	36,2	295,05	40,7	41,0	0,66	279,65	279,393	-0,09	0,68	0,64	-5,80
35	93,1	308,75	36,1	294,95	41,1	41,1	-0,04	280,05	279,500	-0,20	0,65	0,61	-6,70
36	92,2	308,45	36,2	295,55	42	41,6	-0,99	280,95	279,983	-0,35	0,58	0,56	-4,16
37	92,7	308,45	36,3	295,15	42,7	42,1	-1,36	281,55	280,490	-0,38	0,53	0,52	-1,64
38	92,1	308,55	36,2	296,15	43,1	42,4	-1,61	281,95	280,763	-0,42	0,48	0,51	5,05
39	97,7	308,45	36,4	294,75	40,1	41,7	3,94	279,45	280,130	0,24	0,61	0,63	2,64
40	98,4	308,15	36,6	294,25	40,9	42,2	3,12	279,95	280,576	0,22	0,58	0,59	1,87
41	97,6	308,75	36,3	293,85	42	42,3	0,65	280,95	280,632	-0,11	0,54	0,51	-5,95
42	98,3	308,55	36,5	294,85	42,7	42,9	0,37	281,65	281,176	-0,17	0,50	0,48	-4,24
43	99,2	308,95	36,7	294,55	43,5	44,0	1,03	282,45	282,186	-0,09	0,43	0,40	-6,07
44	93,5	308,25	29,8	294,45	39,1	42,5	8,06	279,15	280,866	0,61	0,14	0,17	16,80
45	93	308,45	31,8	295,15	39,2	39,1	-0,16	278,55	277,599	-0,34	0,39	0,41	6,94
46	93	308,45	32,4	295,15	39,4	39,3	-0,31	278,55	277,739	-0,29	0,42	0,43	2,45
47	93	308,45	33,1	295,15	39,5	39,1	-1,13	278,65	277,520	-0,41	0,51	0,49	-4,51
48	93,1	308,15	35,2	294,85	40,1	40,2	0,18	279,25	278,618	-0,23	0,64	0,62	-2,66
49	92,7	308,15	35,9	294,25	39,7	40,6	2,31	278,55	279,072	0,19	0,68	0,68	1,19
50	93	308,65	36	295,05	40,3	40,7	1,08	279,55	279,169	-0,14	0,69	0,66	-4,11
51	93,4	308,05	36,7	294,45	40,5	41,4	2,28	279,55	279,844	0,11	0,68	0,68	0,44

4.3.2 Resultados modelo 1D double choking

Os resultados para a pressão de descarga do ejetor deste modelo são mostrados na Fig. 4.17. Pode-se observar um erro relativo maior em relação ao modelo anterior, o que pode ser explicado devido à hipótese simplificadora de equilíbrio termodinâmico homogêneo usada na simulação. Esta hipótese introduz um erro ao calcular as vazões mássicas primária e secundária, o que afeta toda a simulação, como será visto. Este mesmo comportamento foi discutido em Zhu et al. (2018b), que chegaram a propor uma correlação para corrigir esse fenômeno.

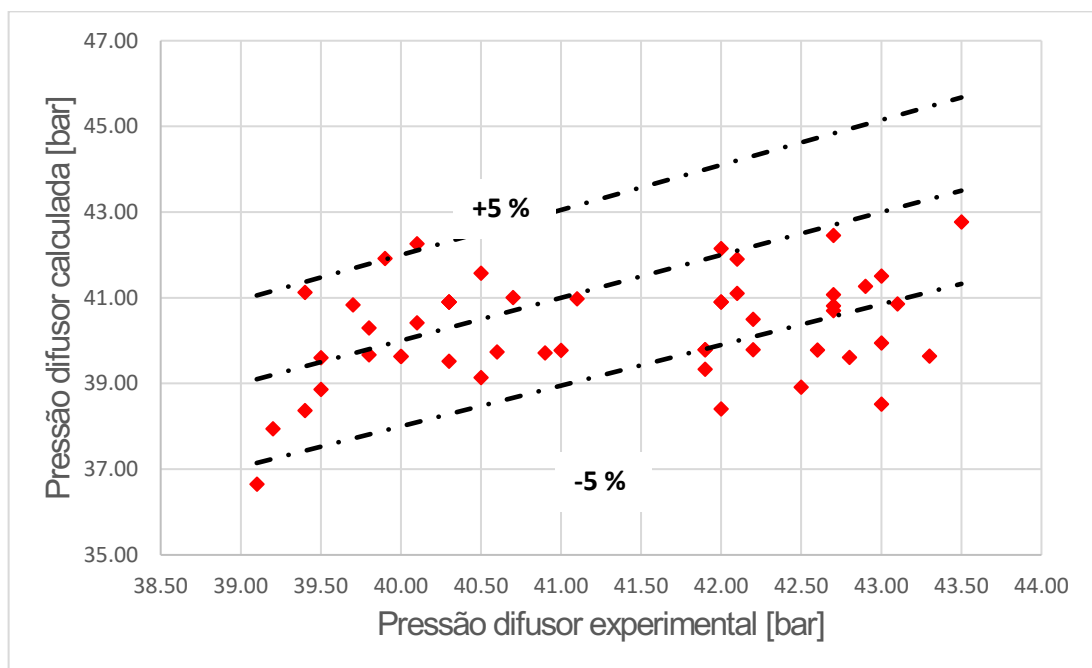


Figura 4.17 - Comparação da pressão de saída do ejetor para o modelo 1D double choking.

Na Fig. 4.18, observa-se a comparação da vazão mássica primária numérica em relação à experimental. Como discutido anteriormente, observa-se um erro alto, o que compromete a precisão do modelo, também uma clara tendência do modelo para superestimar a taxa de fluxo de massa em baixas pressões. O erro relativo máximo foi de 25 % e a média do erro relativo é de 8,8 %.

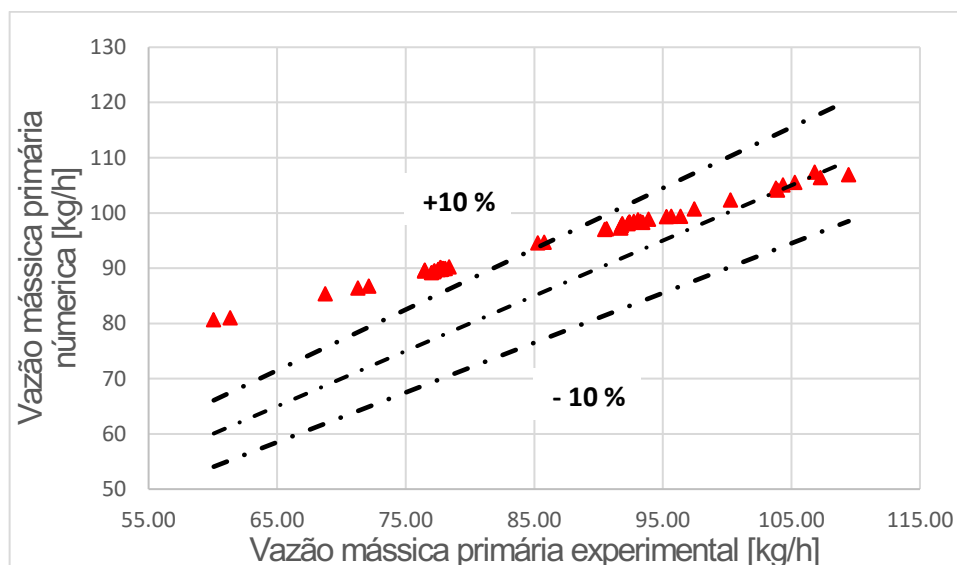


Figura 4.18 - Comparação da vazão mássica primária para o modelo 1D double choking.

Na Figura 4.19, encontra-se a comparação do modelo para o cálculo da vazão mássica secundária. O erro relativo teve uma média de 7,90 % e um erro relativo máximo de 17,08 %. Observam-se os dados distribuídos sem uma distribuição clara.

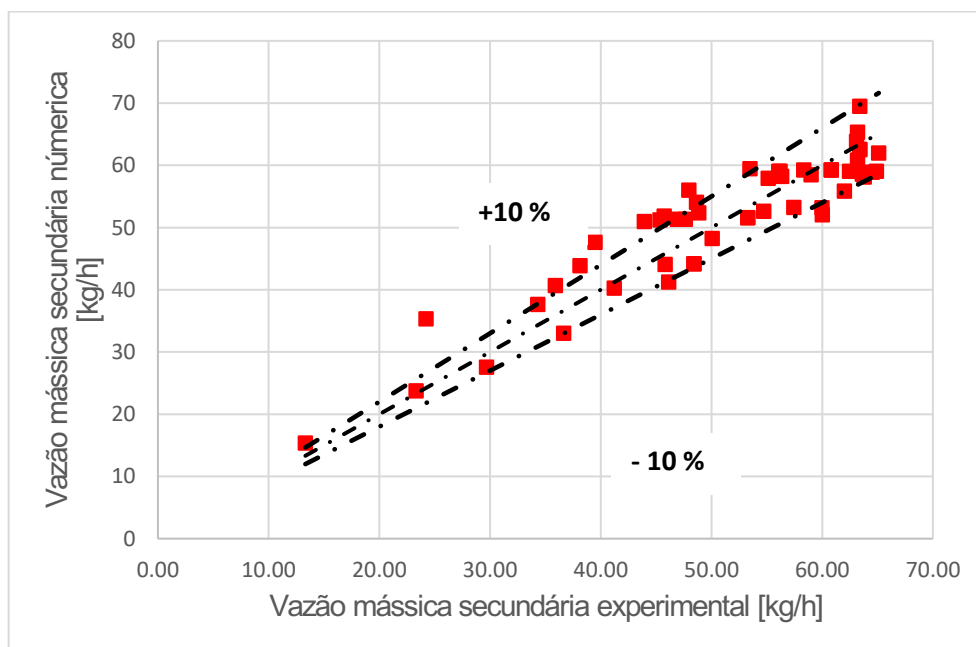


Figura 4.19 - Comparação da vazão mássica secundária para o modelo 1D double choking.

No caso da temperatura de descarga calculada, os resultados são mostrados na Fig. 4.20. Pode-se observar uma tendência do modelo a superestimar a temperatura. Apesar disso, os

resultados são satisfatórios, pois estão em um intervalo entre +2% e -1%, com um erro absoluto máximo de 5,47 K.

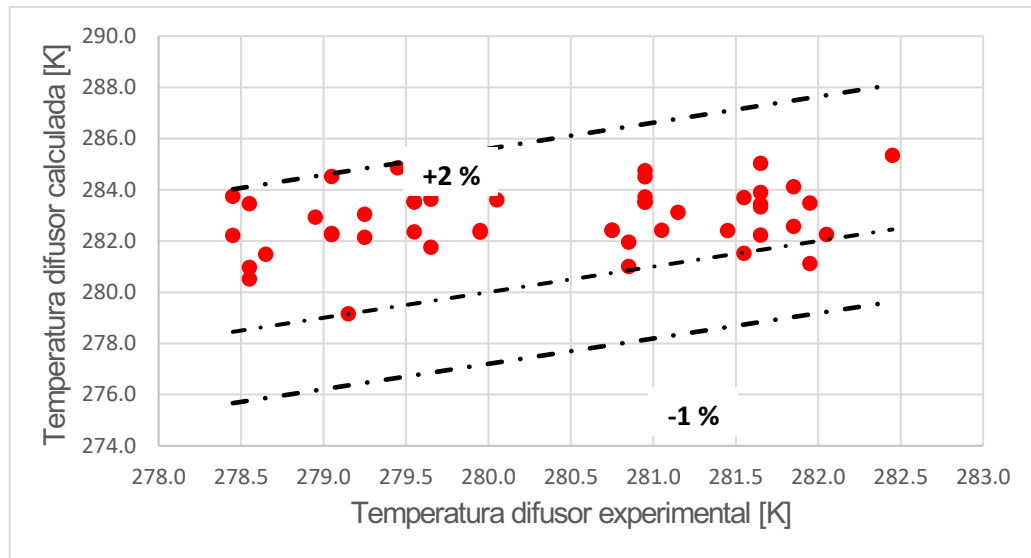


Figura 4.20 - Comparação da temperatura de saída do ejetor para o modelo 1D double choking.

Na Fig. 4.21, são comparados os resultados da taxa de arrastamento numérica em relação à experimental. Como era esperado, essa variável possui o maior erro para este modelo, devido ao fato de ser a razão entre as vazões mássicas secundária e primária, tendo estas variáveis um erro devido a hipóteses de equilíbrio termodinâmico. O erro relativo médio é de 13,8 % e o erro relativo máximo é de 37 %.

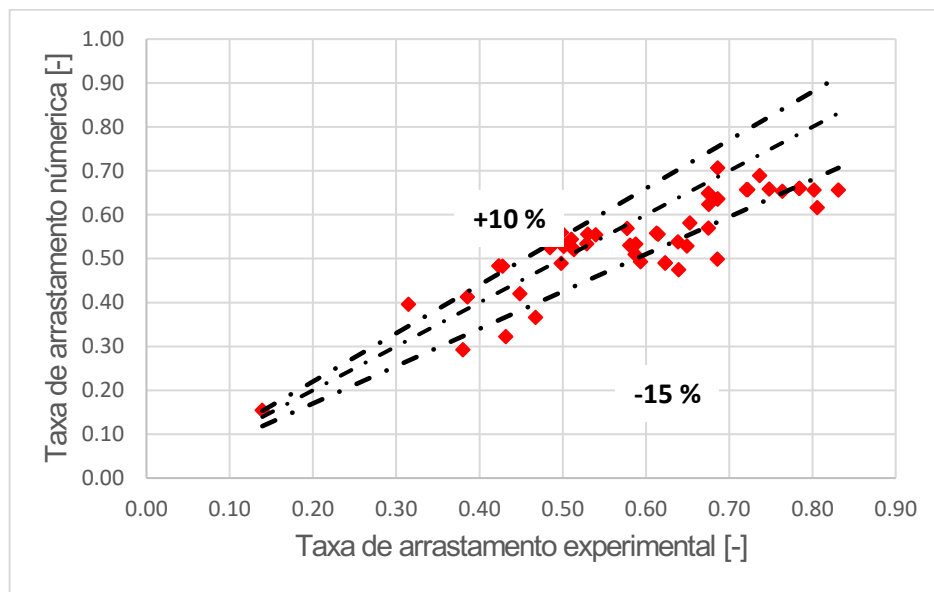


Figura 4.21 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica modelo 1D double choking.

Os resultados para o modelo 1D double choking são mostrados na Tab. 4.5.

Tabela 4.5 - Resultados obtidos para cada teste do ejeter modelo 1D double choking.

Teste	P_p [bar]	T_p [bar]	P_s [bar]	T_s [bar]	P5 [bar]	P5_cal [bar]	Erro [%]	T5 [K]	T5_cal [K]	Erro [%]	μ [-]	μ_{calc} [-]	Erro [%]
1	84,3	308,35	36	295,95	40,5	39,14	-3,48	279,65	281,76	0,75	0,81	0,62	-30,84
2	86,6	308,25	36	295,35	40	39,63	-0,93	279,05	282,26	1,14	0,78	0,66	-18,85
3	90,4	308,55	35,9	294,85	39,8	40,30	1,23	278,95	282,93	1,41	0,74	0,69	-6,86
4	93	308,65	36	295,05	40,3	40,90	1,47	279,55	283,53	1,40	0,69	0,71	2,91
5	94,5	308,35	35,8	294,45	39,4	41,13	4,20	278,45	283,75	1,87	0,65	0,58	-12,28
6	97,1	308,55	36,1	293,75	39,9	41,91	4,81	279,05	284,52	1,92	0,61	0,56	-10,56
7	81	308,15	36,2	295,55	42	38,41	-9,36	280,85	281,00	0,05	0,69	0,50	-37,57
8	84,4	308,15	36,2	295,15	41,9	39,34	-6,52	280,85	281,96	0,39	0,64	0,48	-34,60
9	87,2	308,75	36,1	293,65	41,9	39,79	-5,31	280,75	282,42	0,59	0,62	0,49	-27,19
10	90,5	308,85	36,2	295,55	42,2	40,49	-4,21	281,15	283,12	0,70	0,59	0,51	-15,08
11	92,2	308,45	36,2	295,55	42	40,90	-2,69	280,95	283,53	0,91	0,58	0,53	-9,57
12	93,3	308,65	36,2	294,75	42,1	41,10	-2,43	280,95	283,73	0,98	0,59	0,53	-10,26
13	96,7	308,25	36,2	294,95	42,1	41,90	-0,47	280,95	284,51	1,25	0,53	0,56	4,63
14	81,5	308,45	36,3	297,15	43	38,52	-11,64	281,95	281,12	-0,30	0,38	0,29	-29,82
15	83,9	308,65	35,9	295,55	42,5	38,91	-9,22	281,55	281,53	-0,01	0,43	0,32	-33,77
16	87,1	308,45	36,3	293,85	43	39,94	-7,66	281,85	282,57	0,26	0,47	0,37	-27,75
17	91,9	308,35	36	295,95	42,7	40,70	-4,92	281,65	283,33	0,59	0,50	0,53	5,05
18	92,6	308,65	36	295,95	42,7	40,81	-4,63	281,65	283,44	0,63	0,51	0,53	2,63
19	93,4	308,15	36,3	295,25	42,9	41,27	-3,95	281,65	283,89	0,79	0,51	0,54	6,17
20	95,7	308,55	36	294,35	43	41,51	-3,59	281,85	284,13	0,80	0,48	0,55	12,58
21	86,9	308,45	35,9	294,95	39,5	39,60	0,25	278,45	282,22	1,34	0,83	0,66	-26,73
22	86,9	308,45	36	295,35	39,8	39,67	-0,34	279,05	282,29	1,15	0,80	0,66	-22,27
23	86,6	308,25	36	295,35	40	39,63	-0,93	279,05	282,26	1,14	0,78	0,66	-18,85
24	86,5	308,35	35,9	295,45	40,3	39,52	-1,97	279,25	282,15	1,03	0,76	0,65	-16,94
25	86,8	308,35	36,1	295,35	40,6	39,73	-2,18	279,55	282,36	1,00	0,75	0,66	-13,56
26	86,8	308,45	36,1	294,65	40,9	39,71	-2,99	279,95	282,34	0,85	0,72	0,66	-9,65

27	86,7	308,35	36,2	295,55	41	39,78	-3,08	279,95	282,40	0,87	0,72	0,66	-9,90
28	87,2	308,75	36,1	293,65	41,9	39,79	-5,31	280,75	282,42	0,59	0,62	0,49	-27,19
29	86,3	308,25	36,3	295,65	42,2	39,79	-6,06	281,05	282,42	0,48	0,59	0,49	-20,39
30	86,8	308,65	36,2	293,85	42,6	39,78	-7,09	281,45	282,41	0,34	0,50	0,49	-1,88
31	86,7	308,65	36	294,55	42,8	39,61	-8,07	281,65	282,23	0,21	0,45	0,42	-6,73
32	86,2	308,25	36,1	294,05	43,3	39,64	-9,24	282,05	282,26	0,08	0,31	0,40	20,55
33	93	308,65	36	295,05	40,3	40,90	1,47	279,55	283,53	1,40	0,69	0,64	-7,87
34	92,7	308,45	36,2	295,05	40,7	41,01	0,75	279,65	283,63	1,40	0,68	0,57	-18,53
35	93,1	308,75	36,1	294,95	41,1	40,98	-0,30	280,05	283,60	1,25	0,65	0,53	-22,76
36	92,2	308,45	36,2	295,55	42	40,90	-2,69	280,95	283,53	0,91	0,58	0,53	-9,57
37	92,7	308,45	36,3	295,15	42,7	41,07	-3,96	281,55	283,70	0,76	0,53	0,53	0,91
38	92,1	308,55	36,2	296,15	43,1	40,86	-5,49	281,95	283,48	0,54	0,48	0,53	7,68
39	97,7	308,45	36,4	294,75	40,1	42,26	5,11	279,45	284,86	1,90	0,61	0,56	-9,83
40	98,4	308,15	36,6	294,25	40,9	42,62	4,04	279,95	285,20	1,84	0,58	0,57	-1,48
41	97,6	308,75	36,3	293,85	42	42,15	0,35	280,95	284,75	1,33	0,54	0,55	2,58
42	98,3	308,55	36,5	294,85	42,7	42,45	-0,58	281,65	285,04	1,19	0,50	0,56	10,80
43	99,2	308,95	36,7	294,55	43,5	42,77	-1,71	282,45	285,34	1,01	0,43	0,48	11,34
44	93,5	308,25	29,8	294,45	39,1	36,65	-6,68	279,15	279,15	0,00	0,14	0,15	9,88
45	93	308,45	31,8	295,15	39,2	37,95	-3,30	278,55	280,53	0,70	0,39	0,41	6,58
46	93	308,45	32,4	295,15	39,4	38,37	-2,68	278,55	280,97	0,86	0,42	0,48	12,46
47	93	308,45	33,1	295,15	39,5	38,87	-1,63	278,65	281,48	1,00	0,51	0,52	1,44
48	93,1	308,15	35,2	294,85	40,1	40,41	0,78	279,25	283,04	1,34	0,64	0,54	-18,72
49	92,7	308,15	35,9	294,25	39,7	40,83	2,77	278,55	283,46	1,73	0,68	0,65	-4,01
50	93	308,65	36	295,05	40,3	40,90	1,47	279,55	283,53	1,40	0,69	0,64	-7,87
51	93,4	308,05	36,7	294,45	40,5	41,58	2,59	279,55	284,19	1,63	0,68	0,62	-8,37

4.4 Resultados modelo da válvula de expansão

A Fig. 4.22 mostra a comparação do resultado da taxa de fluxo de massa secundária na válvula de expansão. Os resultados mostram uma boa concordância, com um erro relativo médio de 3,66 % e um erro relativo máximo de 15 %.

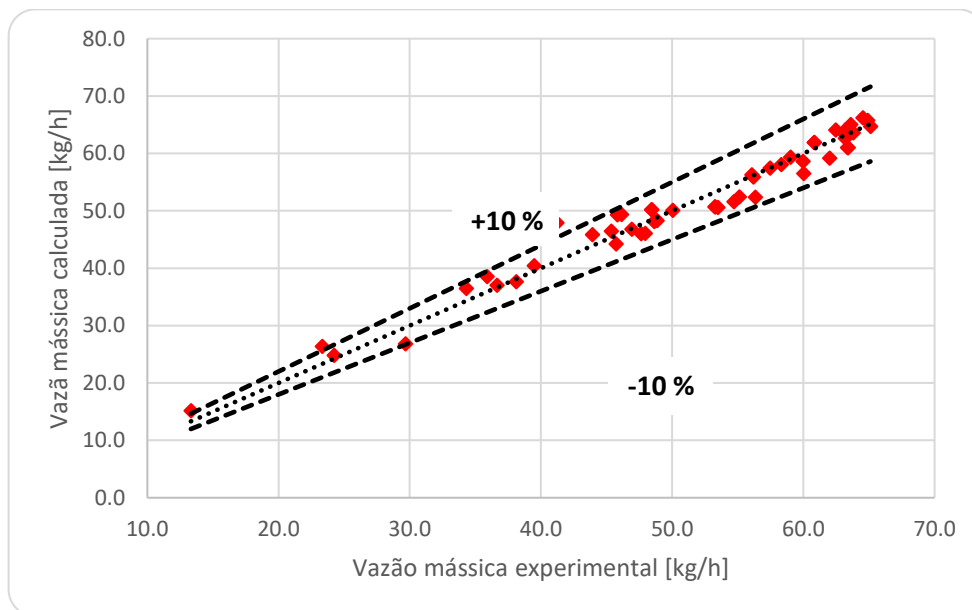


Figura 4.22 – Vazão mássica experimental versus vazão mássica numérica na válvula de expansão.

Na Figura 4.23, podem ser vistos os resultados do erro relativo em relação à diferença de pressão na entrada e saída da válvula. Observa-se uma tendência do erro a diminuir e depois aumentar conforme é incrementada a diferença de pressão na válvula.

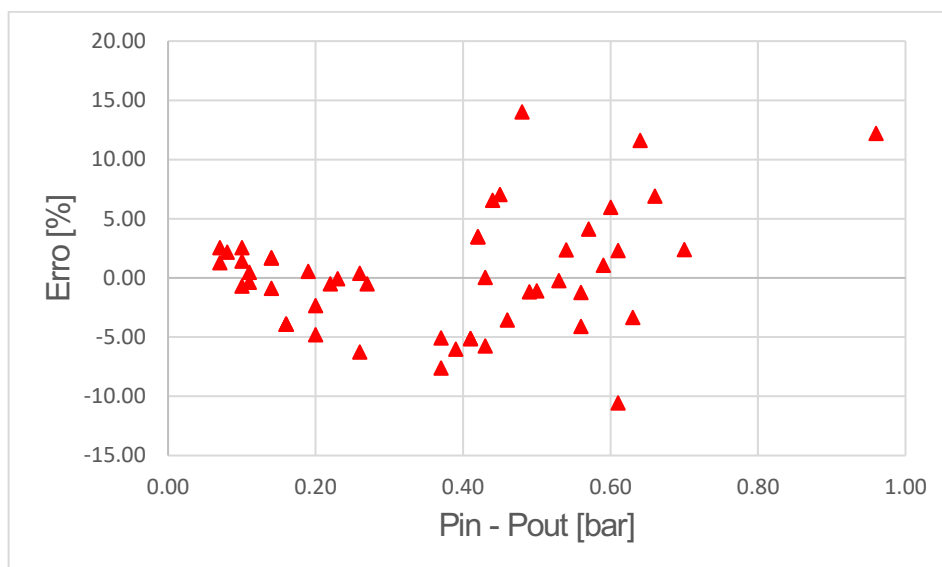


Figura 4.23 - Comparação do erro relativo versus as diferenças de pressão na válvula de expansão.

4.5 Resultado sistema

A conexão de todos os submodelos levou a obter os seguintes resultados. Em relação ao modelo do ejetor utilizado, optou-se pelo modelo de mistura a pressão constante, pois este oferece melhores resultados, além de um menor custo computacional. A seguir, serão apresentados os resultados para cada ciclo simulado e, por último, a comparação desses.

4.5.1 Resultados sistema sem ejetor

A Fig. 4.24 mostra a comparação dos resultados para o COP do ciclo sem ejetor. A média do erro relativo obtido foi de 5,46 %, mostrando boa concordância com os resultados experimentais, pois, apesar de haver um teste com erro relativo de 24 %, o restante dos dados encontra-se dentro da faixa de ± 10 %.

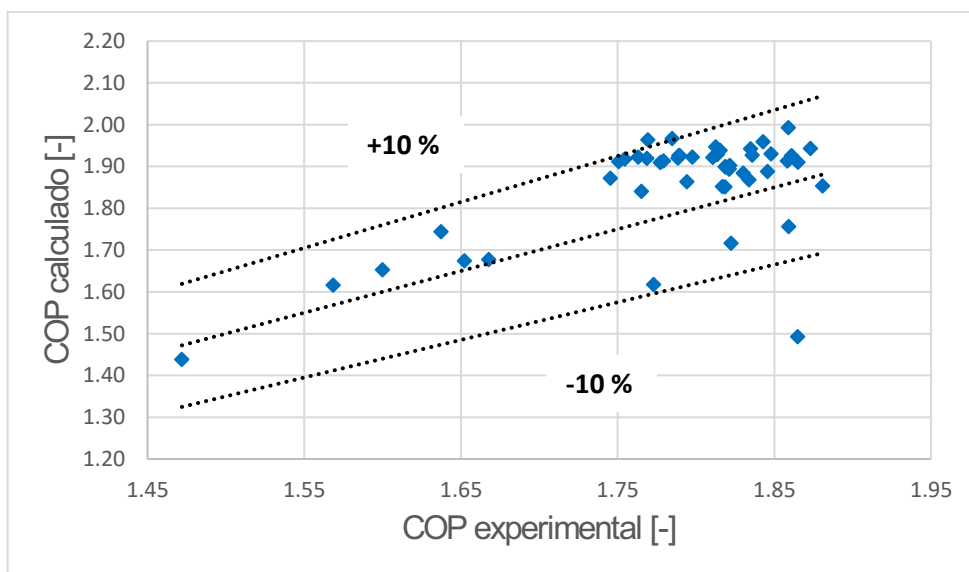


Figura 4.24 - Comparação do COP experimental vs numérico para o ciclo sem ejetor.

A comparação da capacidade de refrigeração calculada e a experimental é mostrada na Fig. 4.25. Observa-se que os valores preditos têm boa concordância com os resultados experimentais. Além disso, pode-se ver uma tendência da capacidade de refrigeração em ser subestimada para capacidades altas de refrigeração. O erro relativo médio foi de 7,34 %, o erro relativo máximo de 14 % e os intervalos do erro absoluto máximo e mínimo foram de 0,36 kW e -0,82 kW.

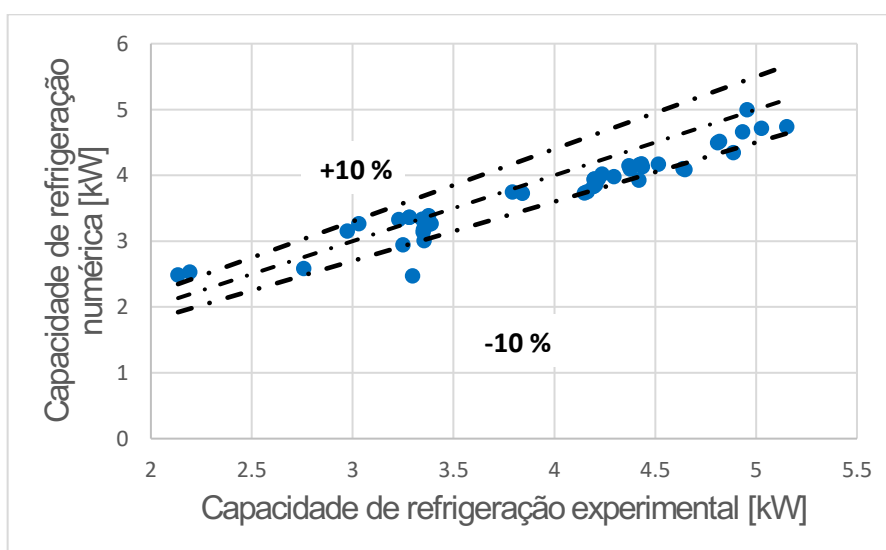


Figura 4.25 - Comparação da capacidade de refrigeração numérica vs experimental sistema sem ejetor.

A Fig. 4.26 mostra a comparação para a potência real consumida pelo compressor e a potência calculada para o ciclo sem ejeter. Os resultados indicam que existe uma tendência a ser subestimada para os valores mais baixos de potência. O erro relativo médio foi de 10,70 %, um erro relativo máximo de 18 % e os intervalos do erro absoluto máximo e mínimo foram de 204 W e -398 W, respectivamente.

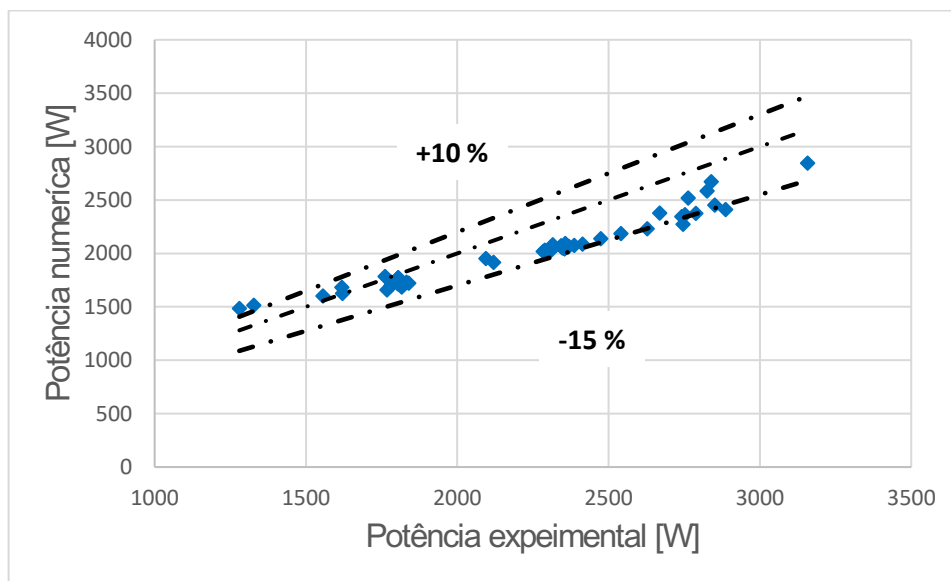


Figura 4.26 - Comparação da potência consumida pelo compressor experimental vs numérica do sistema sem ejeter.

4.5.2 Resultados sistema com ejeter

A Fig. 4.27 mostra a comparação dos resultados para o COP do ciclo com ejeter. A média do erro relativo obtido foi de 5,43 %, mostrando boa concordância com os resultados experimentais, não sendo evidente nenhuma tendência na distribuição dos resultados. O erro relativo máximo foi de 15 % e os intervalos do erro absoluto máximo e mínimo foram de 0,27 e -0,22, respectivamente.

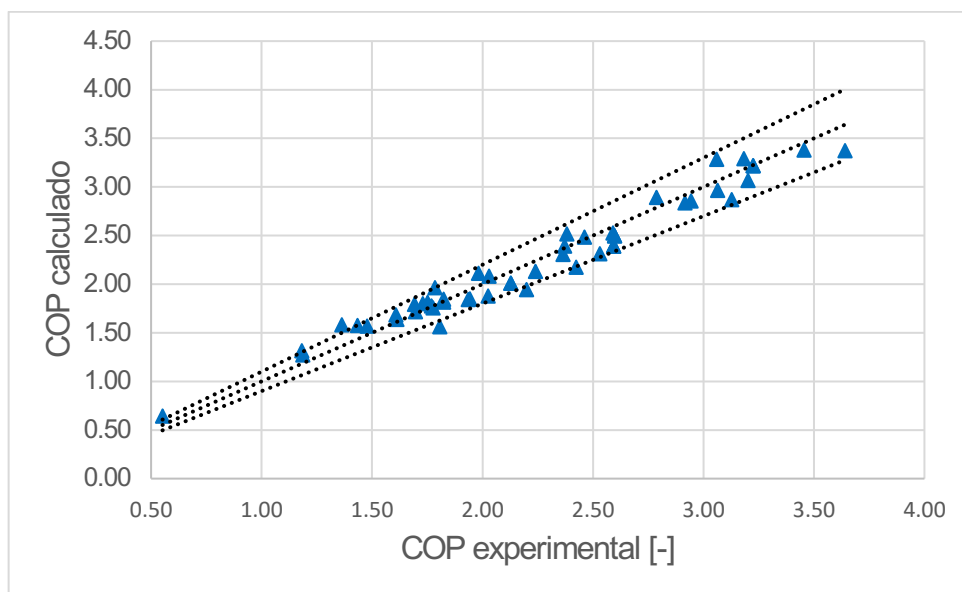


Figura 4.27 - Comparação do COP experimental vs numérico para o sistema com ejetor.

A comparação da capacidade de refrigeração calculada e a experimental é mostrada na Fig. 4.28. como se pode ver os resultados numéricos são satisfatórios. Além disso, assim como no sistema sem ejetor, pode-se ver uma tendência da capacidade de refrigeração em ser subestimada para capacidades altas de refrigeração. O erro relativo médio foi de 5,17 %, o erro relativo máximo de 15 % e os intervalos do erro absoluto máximo e mínimo foram de 0,39 kW e -0,34 kW.

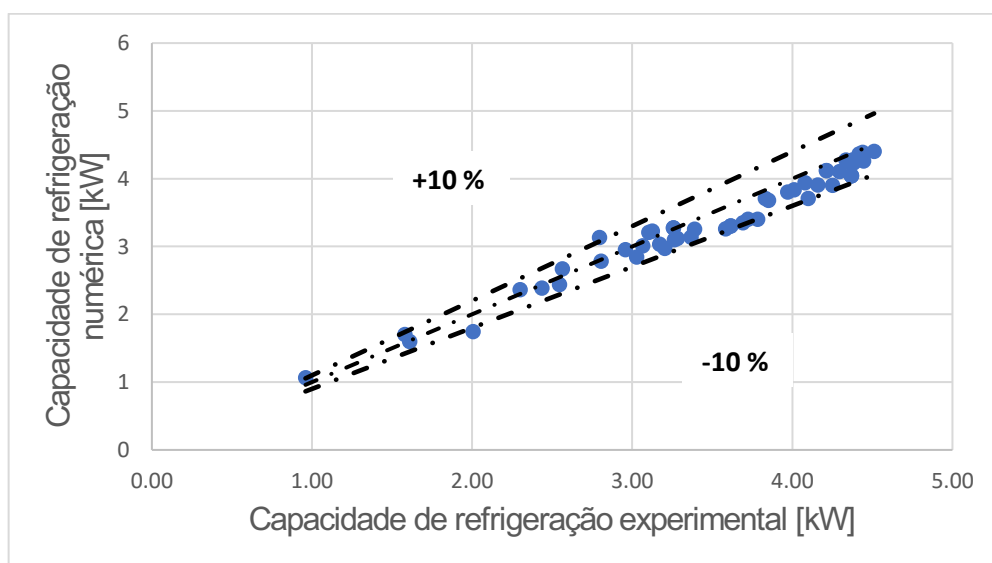


Figura 4.28 - Comparação da capacidade de refrigeração numérica vs experimental do sistema com ejetor

A Fig. 4.29 mostra a comparação para a potência real consumida pelo compressor e a potência calculada para o ciclo com ejetor. Os resultados indicam que existe uma tendência a ser subestimada para os valores mais altos de pressão. O erro relativo médio foi de 4,65 %, um erro relativo máximo de -20% e os intervalos do erro absoluto máximo e mínimo foram de 467 W e -80,71 W, respectivamente.

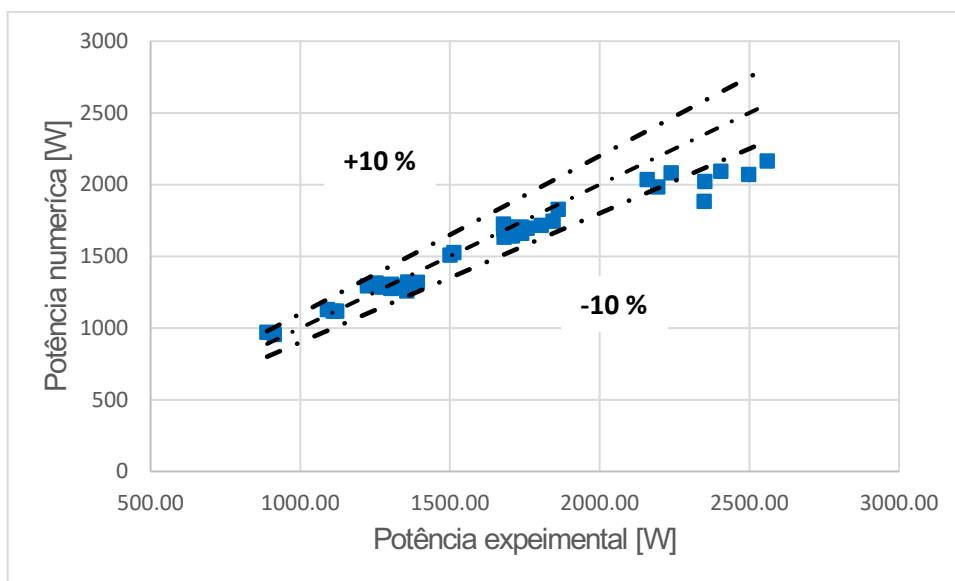


Figura 4.29 - Comparação da potência consumida pelo compressor experimental vs numérica do sistema com ejetor.

A comparação entre a taxa de arrastamento experimental e numérica é mostrada na Fig. 4.30. Os resultados mostram um bom grau de concordância. O erro relativo médio foi de 3,95 %, o erro relativo máximo de -19 %.

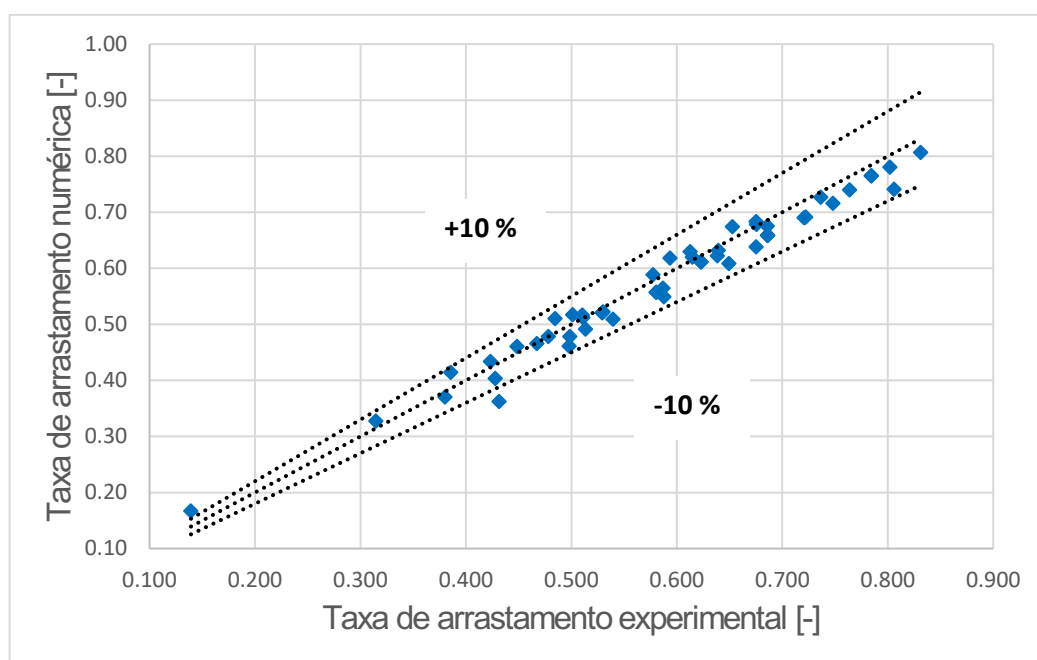


Figura 4.30 - Comparação da taxa de arrastamento experimental vs numérica do sistema com ejedor.

4.5.3 Comparação do ciclo com e sem ejedor

Com os modelos verificados individualmente e em conjunto, neste subcapítulo serão estudadas outras condições e características do ciclo com e sem ejedor, estabelecendo assim uma comparação entre esses dois sistemas. Na Fig. 4.31, se mostra o diagrama de pressão COP para uma temperatura de evaporação de 5 °C, variando a temperatura de saída do resfriador de gases de 30, 35 e 40 °C. Pode-se ver que o ciclo com ejedor apresentou maior COP para todos os testes realizados. Também é evidente como o COP diminui com o aumento da temperatura de saída do resfriador de gases. Em relação ao ciclo sem ejedor, o COP máximo com ejedor foi de 23,99%, 25,48% e 23,81% para as temperaturas de 30, 35 e 40 °C, respectivamente, além disso também se observa que existe um ponto de operação ótimo para o sistema em todas as condições de operação simuladas, o qual está relacionado com o aumento da capacidade de refrigeração em maiores pressões, a pesar de isto este aumento não compensa o maior consumo de potência do compressor.

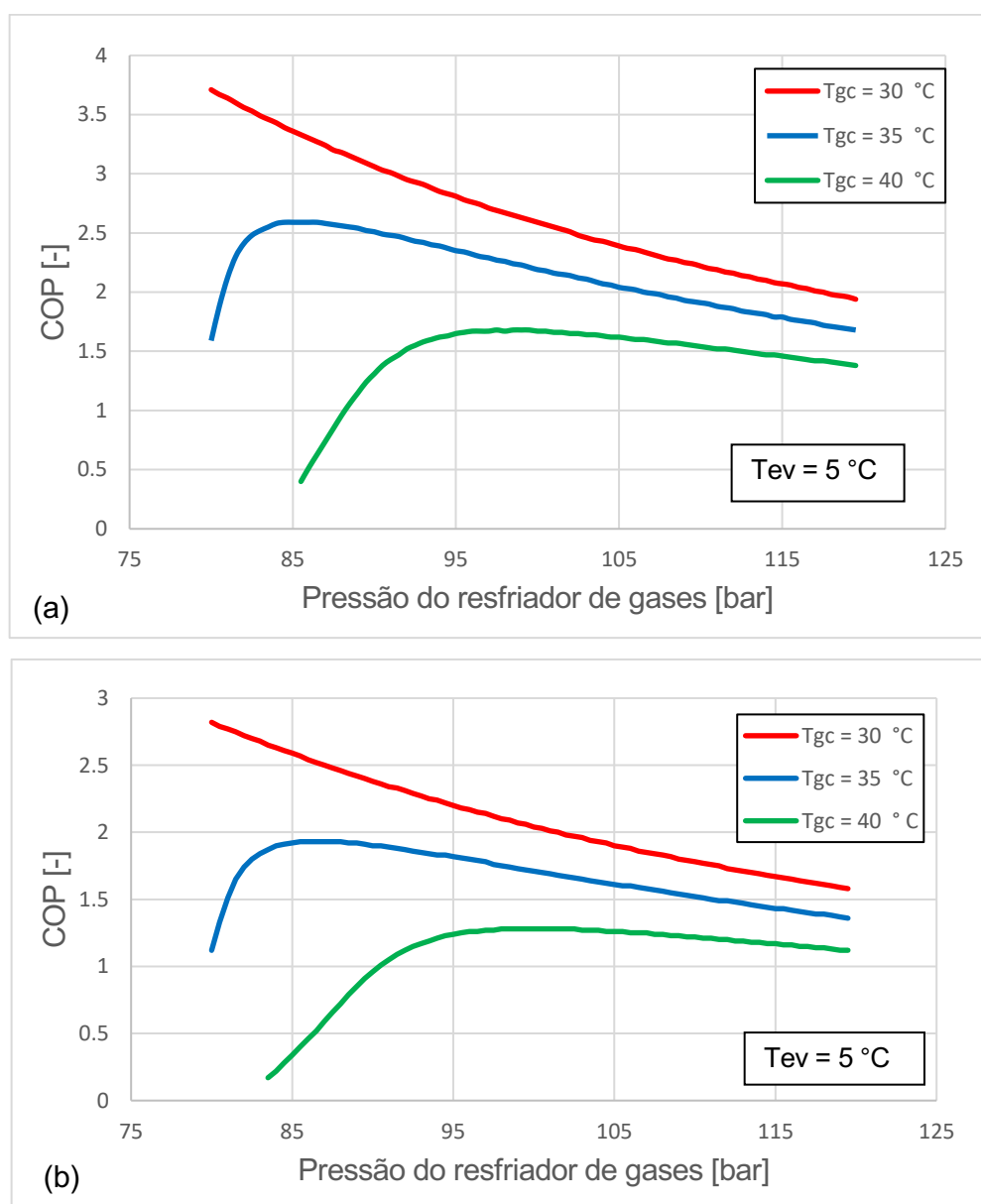


Figura 4.31 - Diagrama P-COP com $T_{evap} = 5\text{ °C}$ e diferentes temperaturas de saída do resfriador de gases: (a) com ejetor, (b) sem ejetor.

Resultados semelhantes são obtidos na Fig. 4.32, onde a temperatura de evaporação foi mantida em 0 °C e variada a temperatura de descarga do resfriador de gases. Observa-se também que, ao diminuir a temperatura de evaporação, o COP diminui. Em relação ao ciclo sem ejetor, o COP máximo com ejetor foi de 23,40 %, 24,62 % e 22,40 % para as temperaturas de 30, 35 e 40 °C , respectivamente.

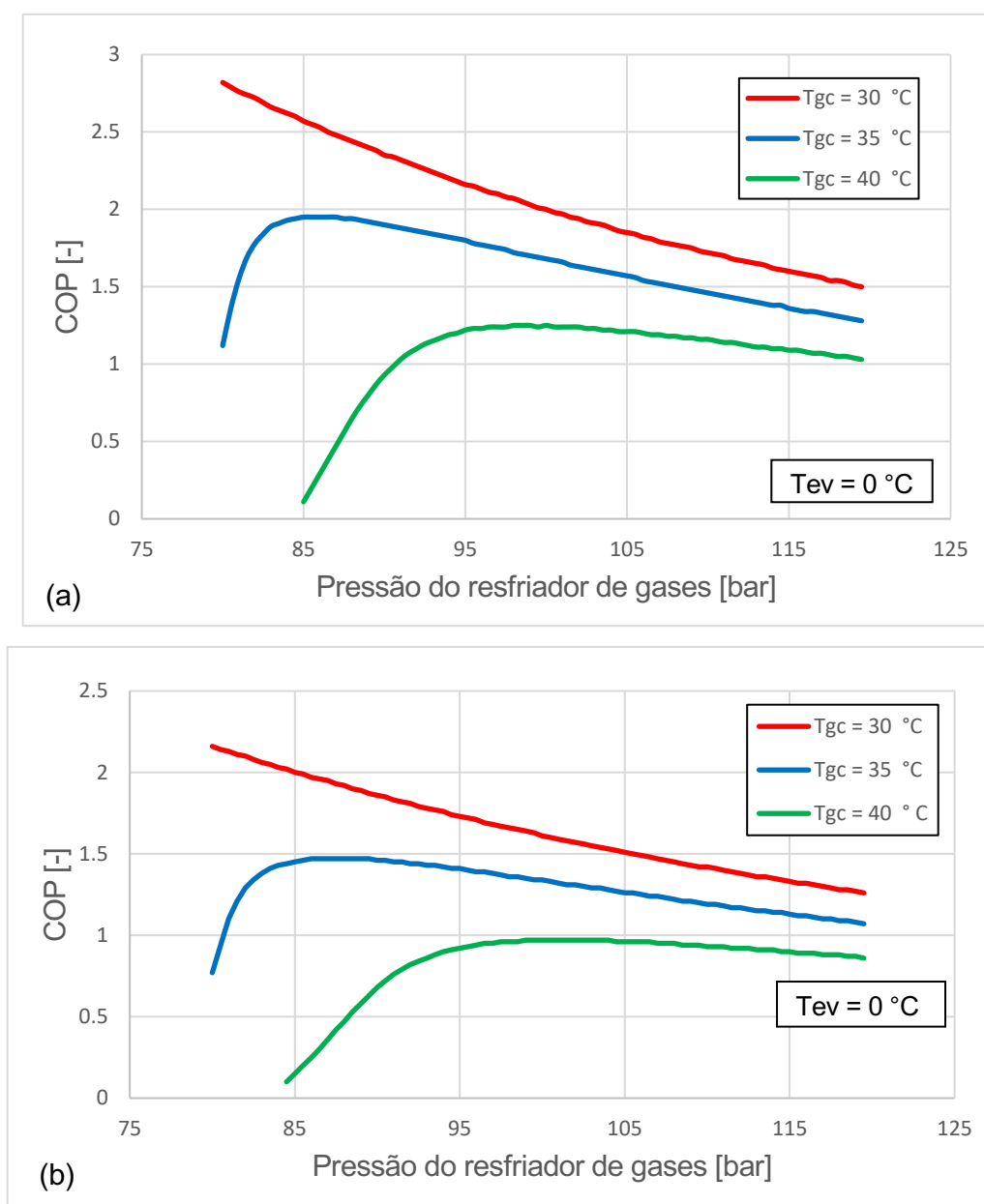


Figura 4.32 - Diagrama P-COP com $T_{evap} = 0\text{ °C}$ e diferentes temperaturas de saída do resfriador de gases: (a) com ejetor, (b) sem ejetor.

Das simulações anteriores, pode-se observar que a implementação do ejetor melhora o desempenho do sistema em torno de 22 – 25 %. Também é evidenciado um ponto de operação ótimo onde os dois sistemas atingem o melhor desempenho. Os resultados também mostram que, ao aumentar a temperatura de saída do resfriador de gases de 30 °C para 40 °C , o COP cai aproximadamente em 54 % tanto para o ciclo com ejetor quanto para o ciclo sem ejetor.

A Fig. 4.33 mostra os resultados para diferentes temperaturas de evaporação, mantendo fixa a temperatura de saída do resfriador de gases. Observa-se que a diminuição da temperatura

de evaporação leva à queda no desempenho de ambos os ciclos. Apesar disso, o ciclo com ejetor apresentou um maior COP para todas as condições simuladas, atingindo uma melhoria máxima de 23,29 %, 24,62 % e 25,48 % para as temperaturas de evaporação de -5 °C, 0 °C e 5 °C, respectivamente. Os resultados também mostram que, ao diminuir a temperatura de evaporação de 5 °C para -5 °C, o COP cai aproximadamente em 43% tanto para o ciclo com ejetor quanto para o ciclo sem ejetor. Essas simulações também permitem observar que o COP apresenta maior sensibilidade à temperatura de saída do resfriador de gases, pois o COP mostrou uma maior queda ao variar esta do que ao variar a temperatura de evaporação, com uma queda de 54%,

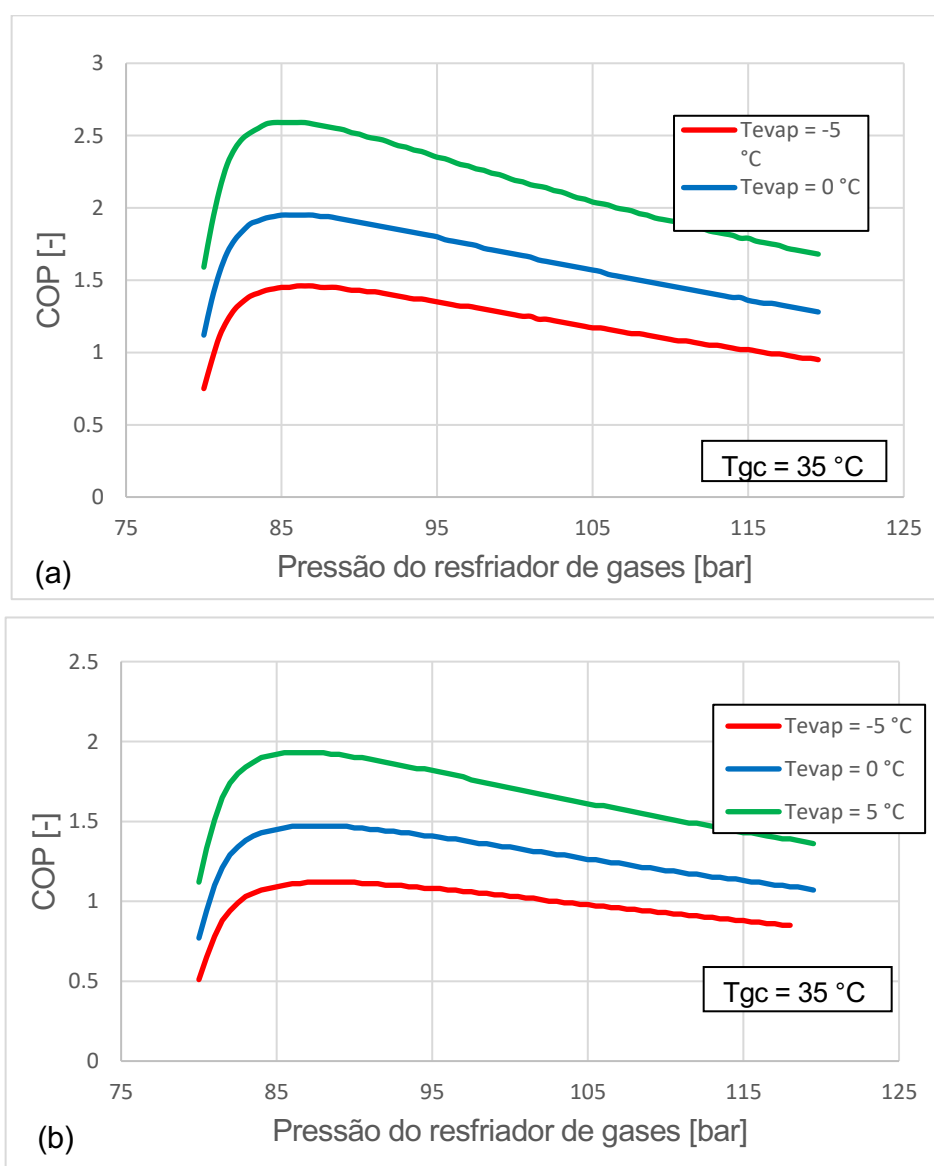


Figura 4.33 - Diagrama P-COP com $T_{gc} = 35\text{ °C}$ e diferentes temperaturas de evaporação: (a) com ejetor, (b) sem ejetor.

Na Fig. 4.34, pode-se observar a variação da taxa de arraste para diferentes pressões do resfriador de gases. Nota-se que ambas apresentam uma relação inversa, pois a taxa de arraste tende a aumentar com a pressão e o título na saída do ejetor tende a diminuir com o aumento da pressão.

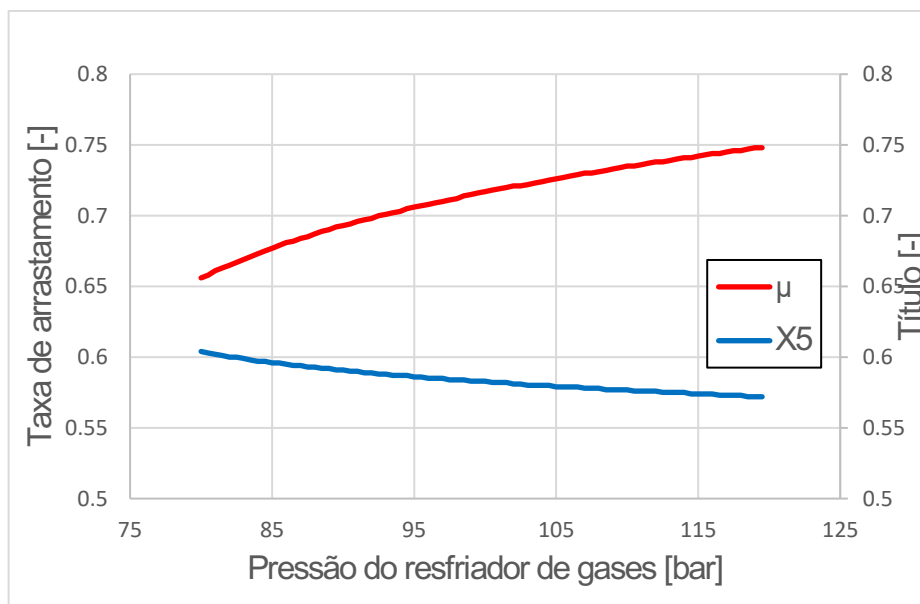


Figura 4.34 - Variação da taxa de arrastamento e título para diferentes pressões de resfriador de gases.

Na Figura 4.34, pode-se ver como varia o PLR do ejetor para diferentes temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. É evidente a tendência do PLR de aumentar para maiores temperaturas do resfriador de gases e menores temperaturas de evaporação. Como visto anteriormente, essas condições são desfavoráveis para o COP, o que significa que quanto mais desfavoráveis forem as condições de operação, maior é a pressão que o ejetor recupera.

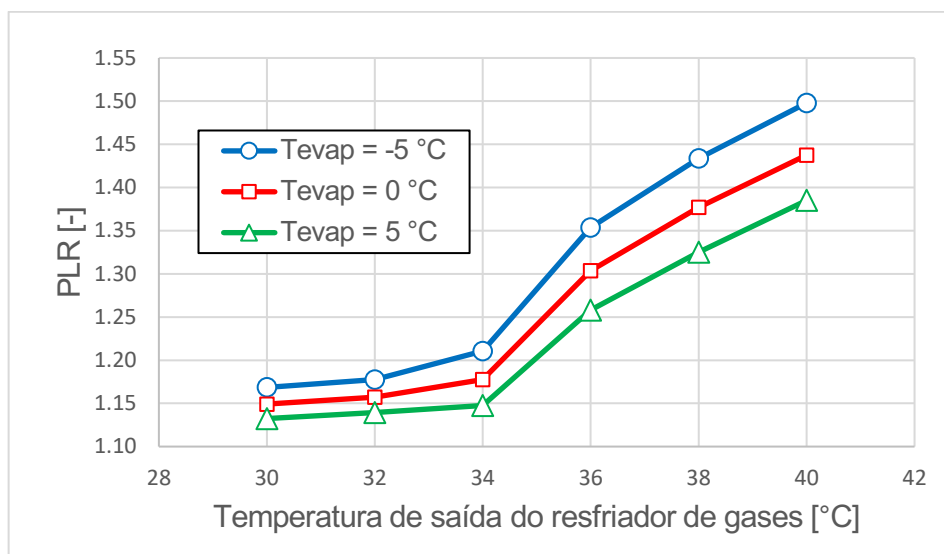


Figura 4.35 - Variação do PLR para diferentes temperaturas de evaporação e de resfriador de gases.

Na Fig. 4.36, pode-se ver a variação da eficiência do ejetor para diferentes temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases. Os resultados mostram que a eficiência do ejetor tende a diminuir para altas temperaturas do resfriador de gases e baixas temperaturas de evaporação, o que concorda com os resultados obtidos, pois nessas condições o desempenho do sistema em geral diminui.

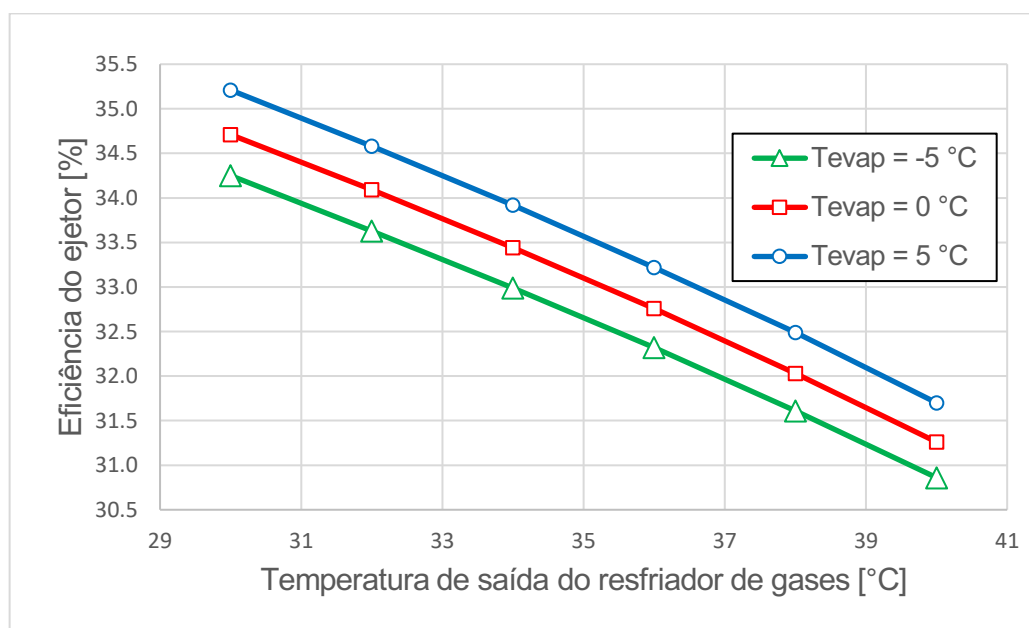


Figura 4.36 - Variação da eficiência do ejetor para diferentes temperaturas de evaporação e de resfriador de gases.

Na Fig. 4.37, se mostra comparação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor para os ciclos com e sem ejetor. Os resultados evidenciam como a potência consumida para o sistema com ejetor é menor, sendo isso um resultado esperado pois a função do ejetor é reduzir a razão de compressão e, portanto, diminuindo a potência consumida. Por outro lado, a capacidade de refrigeração mostra uma tendência a ser maior para o ciclo sem ejetor. Isso se deve ao fato de que o aumento da potência também aumenta a capacidade de refrigeração. No entanto, isso não significa que o COP será maior, pois, como pode ser visto, esse aumento não compensa a potência consumida.

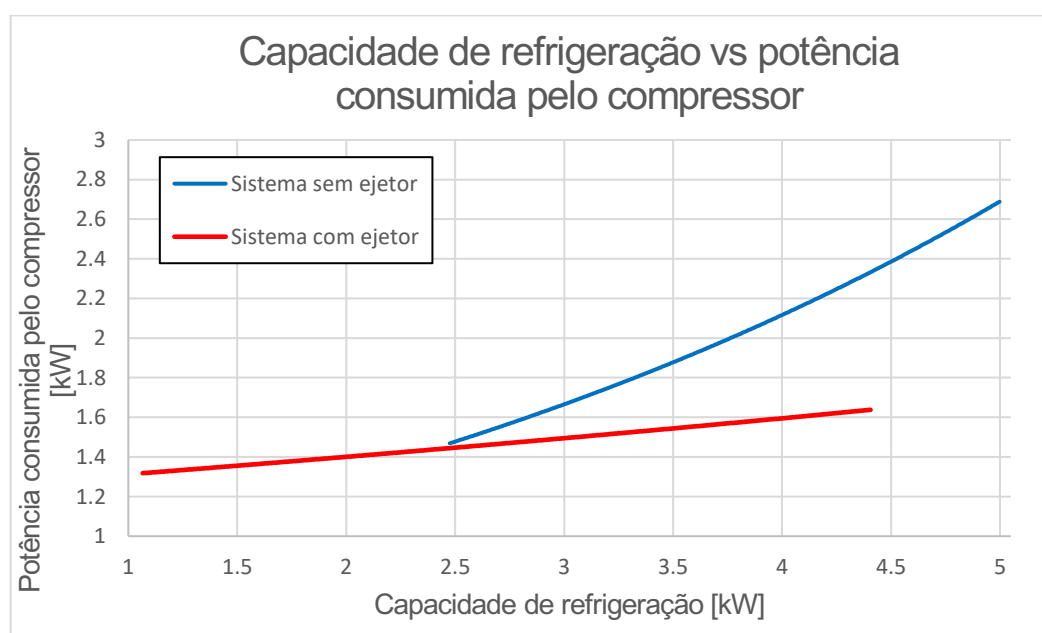


Figura 4.37 - Comparação da capacidade de refrigeração vs potência consumida pelo compressor com e sem ejetor.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho analisou dois ciclos de refrigeração transcíticos de CO₂ baseados no ciclo de compressão a vapor. A análise foi realizada usando uma abordagem numérica para verificar se um ejedor bifásico pode ser utilizado como dispositivo de expansão para diminuir a relação de compressão do compressor e melhorar o desempenho do sistema. Os resultados foram avaliados e comparados com dados disponíveis na literatura, as principais descobertas são as seguintes:

O ejedor demonstrou ser um equipamento com resultados promissores, pois, sob as condições de operação investigadas, o coeficiente de performance (COP) do sistema apresentou um aumento médio em torno de 22% a 25% em relação ao ciclo sem ejedor.

A implementação de dois modelos do ejedor e sua comparação permitiram concluir que, mesmo o modelo 1D double choking seja mais complexo e considere fenômenos físicos dentro do ejedor que não podem ser avaliados com o modelo de mistura a pressão constante (M.P.C.), os resultados mostram que o modelo M.P.C. obtém resultados mais próximos dos experimentais e com menor custo computacional isto após a otimização dos parâmetros de eficiência do ejedor.

Ao variar as temperaturas de evaporação e de saída do resfriador de gases para os dois ciclos de refrigeração investigados, evidenciou-se que o COP tem uma maior sensibilidade à temperatura de descarga do resfriador de gases, pois a queda no COP foi maior, sendo aproximadamente de 54% tanto para o ciclo com e sem ejedor.

Em relação à potência consumida pelo compressor, os resultados indicam um menor consumo no sistema com ejedor, o que era esperado, pois a função do ejedor é diminuir a razão de compressão no compressor. Além disso, também se observa uma maior capacidade de refrigeração para o ciclo sem ejedor, causada pela maior potência consumida. No entanto, isso não implica um maior COP, pois o aumento da capacidade de refrigeração não compensa o aumento na potência.

De acordo com o observado nos diagramas COP-Pgc, existe um ponto de operação ótimo do sistema em que a relação entre a capacidade de refrigeração e o trabalho do compressor alcança o COP máximo.

Nas simulações, observou-se que a hipótese simplificadora de equilíbrio termodinâmico introduz um erro no cálculo das vazões mássicas, afetando a precisão dos modelos.

Em relação à continuidade do trabalho, as seguintes sugestões podem ser citadas:

- Definir uma metodologia para identificar, por meio da modelagem numérica e técnicas de otimização, a geometria ótima para o desempenho do ejetor;
- Propor uma metodologia para projetar a geometria de ejetores dadas as condições de operação;
- Implementar a condição de não equilíbrio termodinâmico para a modelagem dos componentes;
- Modificar os modelos dos componentes para simular condições subcríticas de CO₂

6 REFERÊNCIAS

- AHAMMED, M. E.; BHATTACHARYYA, S.; RAMGOPAL, M. Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 45, p. 177-188, 1 set. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.06.010>
- AMEUR, K.; AIDOUN, Z.; OUZZANE, M. Modeling and numerical approach for the design and operation of two-phase ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 109, p. 809-818, 25 out. 2016a. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.022>
- APREA, C.; MAIORINO, A. Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study. **Applied Energy**, v. 86, n. 11, p. 2373-2380, 1 nov. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.03.006>
- ARTUSO, P. et al. Modelling the performance of a new cooling unit for refrigerated transport using carbon dioxide as the refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 115, p. 158-171, 1 jul. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.032>
- BAEK, C. et al. Effects of the cylinder volume ratio of a twin rotary compressor on the heating performance of a vapor injection CO₂ cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 67, n. 1-2, p. 89-96, 1 jun. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.007>
- BAHETA, A. T. et al. Performance Investigation of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle. **Procedia CIRP**, v. 26, p. 482-485, 1 jan. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2015.02.084>
- BAI, T.; YAN, G.; YU, J. Performance evolution on a dual-temperature CO₂ transcritical refrigeration cycle with two cascade ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 120, p. 26-35, 25 jun. 2017a. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.091>
- BELMAN-FLORES, J. M. et al. A comparison between the modeling of a reciprocating compressor using artificial neural network and physical model. **International Journal of Refrigeration**, v. 59, p. 144-156, 1 nov. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.017>
- BERANA, M. S.; NAKAGAWA, M.; HARADA, A. Shock Waves in Supersonic Two-Phase Flow of CO₂ in Converging-Diverging Nozzles. **HVAC&R Research**, v. 15, n. 6, p. 1081-1098, 2009. <https://doi.org/10.1080/10789669.2009.10390880>

BORJIGIN, S. et al. Review of plate heat exchanger utilized for gases heat exchange. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 210, p. 115224, 1 mar. 2025. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.115224>

BRASIL. Nota conjunta do Ministério do Meio Ambiente e Ministério das Relações Exteriores - Brasil ratifica a Emenda de Kigali ao Protocolo de Montreal - Ministério do Meio Ambiente e Mudança do Clima. Disponível em: <<https://www.gov.br/mma/pt-br/assuntos/noticias/nota-conjunta-do-ministerio-do-meio-ambiente-e-ministerio-das-relacoes-exterores-brasil-ratifica-a-emenda-de-kigali-ao-protocolo-de-montreal>>. Acesso em: 25 dez. 2024.

BULINSKI, Z. et al. A comparison of heterogenous and homogenous models of two-phase transonic compressible CO₂ flow through a heat pump ejector. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 10, n. 1, p. 012019, 1 jun. 2010. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/10/1/012019>

CABELLO, R. et al. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 13, p. 1596-1604, 1 set. 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.026>

CARAMASCHI, M. et al. Natural refrigerant mixtures in low-charge heat pumps: An analysis of the potential for performance enhancements. **International Journal of Refrigeration**, v. 165, p. 70-83, 1 set. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.04.016>

CASI, Á. et al. Experimental evaluation of a transcritical CO₂ refrigeration facility working with an internal heat exchanger and a thermoelectric subcooler: Performance assessment and comparative. **International Journal of Refrigeration**, v. 141, p. 66-75, 1 set. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.05.024>

CEN, J.; LIU, P.; JIANG, F. A novel transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 8, p. 2233-2239, 1 dez. 2012. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.07.001>

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, 1 jun. 2007b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.006>

CHEN, J.; HAVTUN, H.; PALM, B. Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives. **Applied Thermal**

Engineering, v. 64, n. 1-2, p. 182-191, 1 mar. 2014.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.034>

CHEN, J. P. et al. Trans-critical R744 and two-phase flow through short tube orifices. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, n. 6, p. 623-630, 1 jun. 2004.
<https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.10.011>

CUI, Q. et al. Pinch point variation in the gas cooler of the CO₂ heat pump water heater: An experimental and simulation comparative study. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 43, p. 101959, 1 ago. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101959>

DE PAULA, C. H. et al. Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 113, p. 10-20, 1 maio 2020a.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.012>

DENG, J. QIANG et al. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 2-3, p. 381-388, 1 fev. 2007.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.016>

DINCER, I. Refrigeration system and application. p. 68-70, 2017.
<https://doi.org/10.1002/9781119230793>

DINIZ, H. A. G. et al. Energetic, exergetic, environmental and economic (4E) analysis of a direct-expansion solar-assisted heat pump with low GWP refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 154, p. 84-98, 1 out. 2023a.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.07.017>

EHSAN, M. M. et al. Potential prospects of supercritical CO₂ power cycles for commercialisation: Applicability, research status, and advancement. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 172, p. 113044, 1 fev. 2023.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.113044>

ELBARGHTHI, A. F. A. et al. The potential impact of the small-scale ejector on the R744 transcritical refrigeration system. **Energy Conversion and Management**, v. 249, p. 114860, 1 dez. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114860>

ELBEL, S.; LAWRENCE, N. Review of recent developments in advanced ejector technology. **International Journal of Refrigeration**, v. 62, p. 1-18, 1 fev. 2016.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031>

ESKANDARI MANJILI, F.; CHERAGHI, M. Performance of a new two-stage transcritical CO₂ refrigeration cycle with two ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 156, p. 402-409, 25 jun. 2019a. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.083>

GARCÍA-VALLADARES, O. Numerical simulation of trans-critical carbon dioxide (R744) flow through short tube orifices. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 2-3, p. 144-151, 1 fev. 2006. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.06.003>

GE, Y. T. et al. Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system. **Applied Energy**, v. 160, p. 973-981, 15 dez. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.123>

GUANGMING, C. et al. An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 5, p. 915-921, 1 ago. 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.01.007>

GULLO, P. Impact and quantification of various individual thermodynamic improvements for transcritical R744 supermarket refrigeration systems based on advanced exergy analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 229, p. 113684, 1 fev. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113684>

GULLO, P.; ELMEGAARD, B.; CORTELLA, G. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression. **Energy**, v. 107, p. 562-571, 15 jul. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.043>

HAIDA, M. et al. System model derivation of the CO₂ two-phase ejector based on the CFD-based reduced-order model. **Energy**, v. 144, p. 941-956, 1 fev. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.055>

HALIMIC, E. et al. A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 12, p. 1441-1451, 1 ago. 2003. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00081-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00081-4)

HAMMER, M. et al. Experiments and modelling of choked flow of CO₂ in orifices and nozzles. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 156, p. 104201, 1 nov. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2022.104201>

HAN, D. H.; LEE, K. J.; KIM, Y. H. Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric configurations. **Applied**

Thermal Engineering, v. 23, n. 10, p. 1209-1225, 1 jul. 2003. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00061-9](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00061-9)

HEO, J.; YUN, R.; KIM, Y. Simulations on the performance of a vapor-injection heat pump for different cylinder volume ratios of a twin rotary compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 3, p. 730-744, 1 maio 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.015>

HOU, Y. et al. Experimental investigation on the influence of EEV opening on the performance of transcritical CO₂ refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 65, n. 1-2, p. 51-56, 1 abr. 2014a. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.054>

HOU, Y. et al. Mass flowrate characteristics of supercritical CO₂ flowing through an electronic expansion valve. **International Journal of Refrigeration**, v. 47, p. 134-140, 1 nov. 2014b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.008>

HU, Z.; CHEN, Y.; ZHANG, C. Role of R717 blends in ocean thermal energy conversion organic Rankine cycle. **Renewable Energy**, v. 221, p. 119756, 1 fev. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119756>

HUANG, B. J. et al. A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, n. 5, p. 354-364, 1 ago. 1999. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3)

HUANG, Z. et al. Simulation and optimization of a R744 two- temperature supermarket refrigeration system with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 90, p. 73-82, 1 jun. 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.007>

IBRAHIM, O. A. A. M. et al. Review of hydrocarbon refrigerants as drop-in alternatives to high-GWP refrigerants in VCR systems: The case of R290. **Cleaner Engineering and Technology**, v. 23, p. 100825, 1 dez. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2024.100825>

IIF-IIR et al. The impact of the refrigeration sector on climate change, 35th Informatory Note on refrigeration technologies. **International Institute of Refrigeration**, nov. 2017.

ILLÁN-GÓMEZ, F. et al. Analysis of the optimal gas cooler pressure of a CO₂ heat pump with gas bypass for hot water generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 182, p. 116110, 5 jan. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116110>

INCROPERA, F. P. et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. Em: Seventh Edition ed. [s.l.] John Wiley & Sons, Inc., 2011. p. 722-730.

JIN, Z. et al. Preliminary study on CO₂ transcritical ejector enhanced compressor refrigeration system for independent space cooling and dehumidification. **International Journal of Refrigeration**, v. 100, p. 13-20, 1 abr. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.01.027>

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, 1 set. 1950. <https://doi.org/10.1115/1.4010131>

KHALILI, S.; GAROUSI FARSHI, L.; ZARE, V. Energy and exergy analysis of a novel ejector powered CO₂ liquefaction system (EPLS) and comparative evaluation with four other systems. **Energy Conversion and Management**, v. 296, p. 117636, 15 nov. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117636>

KILIÇ, B. Experimental study of the compact brazed heat exchanger on the thermal-hydraulic performance. **Experimental Heat Transfer**, 25 nov. 2024. <https://doi.org/10.1080/08916152.2024.2424829>

KIM, S. C.; WON, J. P.; KIM, M. S. Effects of operating parameters on the performance of a CO₂ air conditioning system for vehicles. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11-12, p. 2408-2416, 1 ago. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.017>

KÖHLER, J. et al. Experimental and theoretical study of a CO₂ ejector refrigeration cycle. Presentation at the VDA Alternative Refrigerant Winter Meeting. Anais...Saalfelden, Austria: 2007.

KUS, B.; NEKSÅ, P. Oil free turbo-compressors for CO₂ refrigeration applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 5, p. 1576-1583, 1 ago. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.03.002>

L., D. J. The Role of Refrigeration in the Global Economy (2019), 38th Note on Refrigeration Technologies. **International Institute of Refrigeration**, jun. 2019.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Numerical investigation of the effect of microchannel evaporator design and operation on the improvement potential of ejector refrigeration cycles. **Energy**, v. 164, p. 21-34, 1 dez. 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.179>

LAZAREK, G. M.; BLACK, S. H. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 25, n. 7, p. 945-960, 1 jul. 1982. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(82\)90070-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(82)90070-9)

LEE, J. S.; KIM, M. S.; KIM, M. S. Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 7, p. 1614-1625, 1 nov. 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.025>

LEMORT, V. et al. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14-15, p. 3094-3102, 1 out. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.04.013>

LI, D.; GROLL, E. A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 5, p. 766-773, 1 ago. 2005. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.10.008>

LI, F. et al. Performance Predictions of Dry and Wet Vapors Ejectors Over Entire Operational Range. **Energies** **2017**, Vol. 10, Page 1012, v. 10, n. 7, p. 1012, 17 jul. 2017. <https://doi.org/10.3390/en10071012>

LI, W. Simplified modeling analysis of mass flow characteristics in electronic expansion valve. **Applied Thermal Engineering**, v. 53, n. 1, p. 8-12, 29 abr. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.035>

LI, Y. et al. Performance analysis of EES-based transcritical carbon dioxide two-stage compression/ejector refrigeration system for shipboard cold chambers. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 2195, n. 1, p. 012036, 1 fev. 2022. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2195/1/012036>

LI, Y. et al. The effect of variable motive pressures on the performance and shock waves in a supersonic steam ejector with non-equilibrium condensing. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 185, p. 108034, 1 mar. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.108034>

LIAO, S. M.; ZHAO, T. S.; JAKOBSEN, A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 9, p. 831-841, 1 jun. 2000. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00070-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00070-8)

LIU, C. et al. Experimental study on the CO₂ flow characteristics through electronic expansion valves in heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 69, p. 106-113, 1 set. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.05.005>

LIU, C. et al. Mass flow characteristics and empirical modeling of R744 flow through electronic expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 86, p. 82-88, 1 fev. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.025>

LIU, F. Review on Ejector Efficiencies in Various Ejector Systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, 1 jan. 2014.

LIU, F.; GROLL, E. A. Study of ejector efficiencies in refrigeration cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, n. 2, p. 360-370, 15 abr. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.001>

LIU, G. et al. R744 ejector simulation based on homogeneous equilibrium model and its application in trans-critical refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 201, p. 117791, 25 jan. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117791>

LIU, X. et al. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. **Energy Conversion and Management**, v. 188, p. 354-365, 15 maio 2019a. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.088>

LIU, X. et al. Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and ejector. **Energy Conversion and Management**, v. 188, p. 354-365, 15 maio 2019b. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.02.088>

LIU, Y.; LIU, J.; YU, J. Theoretical analysis on a novel two-stage compression transcritical CO₂ dual-evaporator refrigeration cycle with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 119, p. 268-275, 1 nov. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.002>

LUCAS, C.; KOEHLER, J. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 6, p. 1595-1603, 1 set. 2012a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.05.010>

LUYBEN, W. L. Refrigerant selection for different cryogenic temperatures. **Computers & Chemical Engineering**, v. 126, p. 241-248, 12 jul. 2019. <https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2019.03.030>

MANJILI, F. E.; YAVARI, M. A. Performance of a new two-stage multi-intercooling transcritical CO₂ ejector refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 40, p. 202-209, 1 jul. 2012. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.014>

MASTANI JOYBARI, M. et al. Potentials and challenges for pillow-plate heat exchangers: State-of-the-art review. **Applied Thermal Engineering**, v. 214, p. 118739, 1 set. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118739>

MASTRULLO, R.; MAURO, A. W.; PERRONE, A. A model and simulations to investigate the effects of compressor and fans speeds on the performance of CO₂ light commercial refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 84, p. 158-169, 5 jun. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.035>

MAYTA TITO, J. M.; REIS PARISE, J. A.; YANA MOTTA, S. F. Simulação de Trocadores de Calor de Placas para Sistemas de Refrigeração em Cascata. Rio de Janeiro: Pontificia Universidad Católica de Río de Janeiro, 2011.

MCLINDEN, M. O.; SEETON, C. J.; PEARSON, A. New refrigerants and system configurations for vapor-compression refrigeration. **Science**, v. 370, n. 6518, p. 791-796, 13 nov. 2020. <https://doi.org/10.1126/science.abe3692>

MEGDOULI, K. et al. Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO₂/N₂O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures. **Energy**, v. 128, p. 586-600, 1 jun. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.073>

MONDAY, J. T.; BAGSTER, D. F. A New Ejector Theory Applied to Steam Jet Refrigeration. **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 16, n. 4, p. 442-449, 1977. <https://doi.org/10.1021/i260064a003>

NAKAGAWA, M.; MARASIGAN, A. R.; MATSUKAWA, T. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 7, p. 1577-1586, 1 nov. 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.03.007>

PALACZ, M. et al. Application range of the HEM approach for CO₂ expansion inside two-phase ejectors for supermarket refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 59, p. 251-258, 1 nov. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.006>

PALACZ, M. et al. HEM and HRM accuracy comparison for the simulation of CO₂ expansion in two-phase ejectors for supermarket refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, p. 160-169, 25 mar. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.122>

PALACZ, M. et al. Two-phase flow visualisation in the R744 vapour ejector for refrigeration systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 210, p. 118322, 25 jun. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118322>

PARDIÑAS, Á. et al. Next generation of ejector-supported R744 booster systems for commercial refrigeration at all climates. **International Journal of Refrigeration**, v. 148, p. 168-178, 1 abr. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.10.027>

PAURINE, A. et al. Understanding the market need for skills in alternative refrigerants with low global warming potential in the EU region - A comprehensive survey on Refrigerant Emissions And Leakage (REAL) alternatives programme. **International Journal of Refrigeration**, v. 122, p. 11-20, 1 fev. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.11.014>

PENG, X. et al. Numerical investigation on the heating performance of a transcritical CO₂ vapor-injection heat pump system. **Applied Thermal Engineering**, v. 166, p. 114656, 5 fev. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114656>

PERIS PÉREZ, B. et al. Thermoeconomic analysis of CO₂ Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for low-temperature refrigeration in warm climates. **Applied Thermal Engineering**, v. 188, p. 116613, 1 abr. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116613>

PRESS W et al. Numerical Recipes 3rd Edition: The Art of Scientific Computing. Em: NEW YORK: CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS (Ed.). Section 18.3. Relaxation Methods. 3. ed.

PURJAM, M.; THU, K.; MIYAZAKI, T. Thermodynamic modeling of an improved transcritical carbon dioxide cycle with ejector: Aiming low-temperature refrigeration. **Applied Thermal Engineering**, v. 188, p. 116531, 1 abr. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116531>

RABELO, S. N. et al. Mass flow characteristics of CO₂ operating in a transcritical cycle flowing through a needle expansion valve in a direct-expansion solar assisted heat pump. **Journal of Building Engineering**, v. 67, p. 105963, 15 maio 2023. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2023.105963>

REN, S. et al. Effect of hydraulic oil compressibility on the volumetric efficiency of a diaphragm compressor for hydrogen refueling stations. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 47, n. 34, p. 15224-15235, 22 abr. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.03.033>

RINGSTAD, K. E. et al. A detailed review on CO₂ two-phase ejector flow modeling. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 20, p. 100647, 1 dez. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100647>

RINGSTAD, K. E. et al. Machine learning and CFD for mapping and optimization of CO₂ ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 199, p. 117604, 25 nov. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117604>

ROBINSON, D. M.; GROLL, E. A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au CO₂ avec et sans turbine d'expansion. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 7, p. 577-589, 1 nov. 1998. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00024-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00024-3)

RODRIGUES, G.; SRIVASTAVA, N. Comparative study between finite volume method and analytical method to analyse thermal efficiency of double-pipe heat exchanger. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 66, p. 105713, 1 fev. 2025. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.105713>

ROSSETTI, A.; MARINETTI, S.; MINETTO, S. Multi-physics simulation of CO₂ gas coolers using equivalence modelling. **International Journal of Refrigeration**, v. 90, p. 99-107, 1 jun. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.04.013>

SÁNCHEZ, D. et al. Experimental enhancement of a CO₂ transcritical refrigerating plant including thermoelectric subcooling. **International Journal of Refrigeration**, v. 120, p. 178-187, 1 dez. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.031>

SANTOS, J.; HERNANDEZ, O. Proposta de Modelagem Dinâmica para Compressores Frigoríficos a Pistão. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2002a.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M. R. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 5, p. 735-743, 1 ago. 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.12.006>

SILVA, E.; DUTRA, T. Piston trajectory optimization of a reciprocating compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 121, p. 159-167, 1 jan. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.09.021>

SONG, X. et al. Energy and exergy analyses of a transcritical CO₂ air conditioning system for an electric bus. **Applied Thermal Engineering**, v. 190, p. 116819, 25 maio 2021. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116819>

SONG, X. et al. An investigation into the thermodynamic improvement potential of a transcritical automotive CO₂ refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 216, p. 119137, 5 nov. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119137>

STAUBACH, D.; MICHEL, B.; REVELLIN, R. Refrigerant selection from an economic and TEWI analysis of cascade refrigeration systems in Europe based on annual weather data. **Applied Thermal Engineering**, v. 230, p. 120747, 25 jul. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120747>

SUN, D. et al. Performance analysis of a new transcritical R744 refrigeration cycle with expander-mechanical overheating. **Applied Thermal Engineering**, v. 218, p. 119285, 5 jan. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119285>

SURWASE, S. A.; SINGH, S.; MAIYA, M. P. Performance evaluation of an ejector based transcritical R-744 refrigeration system with evaporative gascooler. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 39, p. 101728, 1 mar. 2023a. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101728>

SÜSS, J.; KRUSE, H. Efficiency of the indicated process of CO₂-compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 3, p. 194-201, 1 maio 1998. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00022-X](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00022-X)

TALIK, A. C. et al. Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using a propylene-glycol/water mixture as the working fluid. 31 dez. 1995.

TASHTOUSH, B. et al. A new CO₂ refrigeration system with two-phase ejector and parallel compression for supermarkets. **Heliyon**, v. 10, n. 5, p. e27519, 15 mar. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e27519>

TASLIMI TALEGHANI, S.; SORIN, M.; PONCET, S. Modeling of two-phase transcritical CO₂ ejectors for on-design and off-design conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 87, p. 91-105, 1 mar. 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.025>

TASLIMI TALEGHANI, S.; SORIN, M.; PONCET, S. Modeling of two-phase transcritical CO₂ ejectors for on-design and off-design conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 87, p. 91-105, 1 mar. 2018b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.025>

UDROIU, C. M. et al. Thermodynamic evaluation of CO₂ for ultra-low temperature refrigeration. **Energy Conversion and Management: X**, v. 20, p. 100446, 1 out. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100446>

VACCARO, G.; MILAZZO, A.; TALLURI, L. Thermodynamic assessment of trans-critical refrigeration systems utilizing CO₂-based mixtures. **International Journal of Refrigeration**, v. 147, p. 61-70, 1 mar. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.09.013>

WANG, E.; PENG, N.; ZHANG, M. System Design and Application of Supercritical and Transcritical CO₂ Power Cycles: A Review. **Frontiers in Energy Research**, v. 9, p. 723875, 10 nov. 2021. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.723875>

WANG, L. et al. Experimental investigation on ejector performance near critical back pressure. **International Journal of Refrigeration**, v. 80, p. 158-168, 1 ago. 2017a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.05.010>

WANG, S. et al. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, n. 3, p. 701-716, 1 maio 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011>

WANG, T. et al. The study on mass transport process in the cylinder of CO₂ compressor based on p-V diagram. **Applied Thermal Engineering**, v. 174, p. 115314, 25 jun. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115314>

WANG, T. et al. Investigation on dynamic stress of the discharge valve in the transcritical CO₂ compressor. **Renewable Energy**, v. 220, p. 119589, 1 jan. 2024a. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119589>

WANG, W. et al. Semi-empirical modelling and analysis of single screw expanders considering inlet and exhaust pressure losses. **Energy**, v. 266, p. 126356, 1 mar. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126356>

WANG, W. et al. Study on the mechanism of the optimal discharge pressure for a transcritical CO₂ system. **International Journal of Refrigeration**, v. 160, p. 95-105, 1 abr. 2024b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.01.021>

WANNIARACHCHI, A. S. et al. Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers. 31 dez. 1995.

WHITFIELD, A.; BAINES, N. C. A general computer solution for radial and mixed flow turbomachine performance prediction. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 18, n. 4, p. 179-184, 1 abr. 1976. [https://doi.org/10.1016/0020-7403\(76\)90023-0](https://doi.org/10.1016/0020-7403(76)90023-0)

WILBERT F. STOECKER; JOSÉ MARIA SÁIZ JABARDO. Refrigeração Industrial. 3th. ed.

WINANDY, E.; SAAVEDRA O, C.; LEBRUN, J. Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 41, n. 2, p. 183-192, 1 fev. 2002a. [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(01\)01296-0](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(01)01296-0)

WINANDY, E.; SAAVEDRA O, C. S.; LEBRUN, J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 2, p. 107-120, 1 fev. 2002b. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00083-7](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00083-7)

WOOD, A.; LINDSAY, R. A textbook of sound.

XIA, Q.; HE, Y.; DENG, J. Numerical study on the flow noise and performance of trans-critical carbon dioxide ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 158, p. 277-287, 1 fev. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.12.013>

YADAV, S.; LIU, J.; KIM, S. C. A comprehensive study on 21st-century refrigerants - R290 and R1234yf: A review. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 182, p. 121947, 1 jan. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121947>

YAN, Y. Y.; LIN, T. F. Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger. **Journal of Heat Transfer**, v. 121, n. 1, p. 118-127, 1 fev. 1999. <https://doi.org/10.1115/1.2825924>

YANG, J. et al. Modeling and optimization criteria of scroll expander integrated into organic Rankine cycle for comparison of R1233zd(E) as an alternative to R245fa. **Applied Thermal Engineering**, v. 141, p. 386-393, 1 ago. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.06.001>

YANG, J. L. et al. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. **Energy**, v. 30, n. 7, p. 1162-1175, 1 jun. 2005. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.08.007>

YANG, L. et al. Minimizing COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO₂ cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 89, p. 656-662, 5 out. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.023>

YANG, L.; ZHANG, C. L. Modified neural network correlation of refrigerant mass flow rates through adiabatic capillary and short tubes: Extension to CO₂ transcritical flow. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1293-1301, 1 set. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.005>

YU, B. et al. An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO₂ refrigeration cycle. **Energy**, v. 189, p. 116147, 15 dez. 2019a. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116147>

YU, J.; ZHAO, H.; LI, Y. Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 2, p. 279-286, 1 mar. 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.008>

ZENDEHBOUDI, A. et al. Heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 178, p. 121641, 1 out. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121641>

ZHANG, X. P. et al. Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, n. 1, p. 176-184, 14 maio 2013a. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.02.006>

ZHANG, X. Y.; GE, Y. T.; SUN, J. N. Performance analysis of finned-tube CO₂ gas cooler with advanced 1D-3D CFD modelling development and simulation. **Applied Thermal Engineering**, v. 176, p. 115421, 25 jul. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115421>

ZHANG, Z. Y. et al. Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, n. 1, p. 932-938, 10 jan. 2013b. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.08.022>

ZHAO, B. Entropy transfer efficiency-effectiveness method for heat exchangers, part 2: Temperature-conductance-entropy load diagram and temperature-heat load diagram with thermal resistance limits. **Energy**, v. 314, p. 134130, 1 jan. 2025. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134130>

ZHENG, L. et al. Dynamic model of a transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 247-260, 1 dez. 2015a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.019>

ZHENG, L. et al. Dynamic model of a transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 247-260, 1 dez. 2015b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.019>

ZHENG, S. et al. Thermodynamics and flow unsteadiness analysis of trans-critical CO₂ in a scroll compressor for mobile heat pump air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 175, p. 115368, 5 jul. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115368>

ZHOU, G. et al. Modeling air-to-air plate-fin heat exchanger without dehumidification. **Applied Thermal Engineering**, v. 143, p. 137-148, 1 out. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.064>

ZHU, H. et al. Compound-choking theory and artificial neural networks-based hybrid modeling for supersonic ejectors. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 228, p. 125616, 15 ago. 2024a. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125616>

ZHU, J.; ELBEL, S. Experimental investigation into the influence of vortex control on transcritical R744 ejector and cycle performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 164, p. 114418, 5 jan. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114418>

ZHU, Y. et al. Shock circle model for ejector performance evaluation. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 9, p. 2533-2541, 1 set. 2007. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.024>

ZHU, Y. et al. Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system. **Energy Conversion and Management**, v. 151, p. 98-106, 1 nov. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.061>

ZHU, Y.; JIANG, P. Theoretical model of transcritical CO₂ ejector with non-equilibrium phase change correlation. **International Journal of Refrigeration**, v. 86, p. 218-227, 1 fev. 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.033>