



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia Química

LUIZ HENRIQUE PAROLIN MASSUCHETTO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA UTILIZANDO
MISTURAS DE REFRIGERANTES CONTENDO CO₂**

Campinas/SP
2018

LUIZ HENRIQUE PAROLIN MASSUCHETTO

**ANÁLISE DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM CASCATA UTILIZANDO
MISTURAS DE REFRIGERANTES CONTENDO CO₂**

*Dissertação de Mestrado apresentada à
Faculdade de Engenharia Química da
Universidade Estadual de Campinas
como parte dos requisitos exigidos para a
obtenção do título de Mestre em
Engenharia Química.*

Orientador: Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo

ESTE EXEMPLAR DIGITAL CORRESPONDE
À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA
PELO ALUNO LUIZ HENRIQUE PAROLIN
MASSUCHETTO E ORIENTADO PELO PROF. DR.
JOSÉ VICENTE HALLAK D'ANGELO

Campinas/SP
2018

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CAPES, 33003017034P8

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

M389a Massuchetto, Luiz Henrique Parolin, 1993-
Análise do desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração em cascata utilizando misturas de refrigerantes contendo CO₂ / Luiz Henrique Parolin Massuchetto. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: José Vicente Hallak Dangelo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. Fluidos refrigerantes. 2. Misturas. 3. Dióxido de carbono. 4. Algoritmos - Métodos de simulação. 5. Otimização. I. Dangelo, José Vicente Hallak. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Thermodynamic performance analysis of a cascade refrigeration system using mixed refrigerants containing CO₂

Palavras-chave em inglês:

Refrigerating fluids

Blends

Carbon dioxide

Algorithms - Simulation methods

Optimization

Área de concentração: Sistemas de Processos Químicos e Informática

Titulação: Mestre em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak Dangelo [Orientador]

Joaquim Eugênio Abel Seabra

Flávio Vasconcelos da Silva

Data de defesa: 28-02-2018

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação de Mestrado defendida por Luiz Henrique Parolin Massuchetto aprovada em 28 de fevereiro de 2018 pela banca examinadora constituída pelos professores doutores:

Prof. Dr. José Vicente Hallak d'Angelo – Orientador
DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva
DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof. Dr. Joaquim Eugênio Abel Seabra
DE/FEM/UNICAMP

A Ata da Defesa, assinada pelos membros da Comissão Examinadora, consta no processo de vida acadêmica do aluno.

AGRADECIMENTOS

À Faculdade de Engenharia Química da UNICAMP, pela oportunidade de realização do mestrado e pela estrutura fornecida, e à CAPES, pelo suporte financeiro.

Ao Prof. José Vicente, pela orientação, por todo apoio dado ao longo do trabalho e pela amizade.

Ao grupo de pesquisa, pelas constantes conversas que contribuíram muito para o desenvolvimento do trabalho.

Aos novos amigos que fiz durante o mestrado e pelos bons momentos compartilhados.

Aos meus pais que sempre me apoiaram e me incentivaram em todos os momentos da minha vida.

À minha namorada pela paciência e apoio durante esta caminhada.

RESUMO

Sistemas de refrigeração são grandes consumidores de energia, sendo que no setor industrial o uso de ciclos com elevada eficiência energética contribui para garantir a competitividade comercial. Sistemas de Refrigeração em Cascata (SRC) são uma alternativa eficiente ao tradicional ciclo de compressão de vapor (VCC), apresentando maior versatilidade por permitir associação de ciclos com princípios de operação distintos e uso de refrigerantes puros ou misturas. Os refrigerantes com baixo impacto ambiental como os inorgânicos, hidrocarbonetos e éteres, puros ou em misturas, ganharam a atenção de pesquisas como potenciais substitutos aos nocivos refrigerantes halogenados. O emprego de misturas ou de ciclos alternativos podem trazer ganhos significativos no desempenho do SRC. Desta forma, o presente trabalho visa avaliar SRC's com o propósito de aumentar seu desempenho termodinâmico segundo duas abordagens: o uso de misturas não azeotrópicas (CO₂/Propeno, CO₂/Dimetil Éter e CO₂/NH₃) nos ciclos de alta e baixa temperatura (CAT e CBT, respectivamente) e o uso de ciclos alternativos (como o ciclo com tanque *flash* e injeção de vapor - FTVI, ou o ciclo com trocador de calor interno - IHX) como substitutos ao VCC. Os sistemas foram simulados no *software* Aspen Hysys ® v. 8.4 tendo como base de cálculo a refrigeração de fluido secundário de -5 °C até -20 °C com carga térmica fixa de 100 kW. Realizou-se uma análise paramétrica para comparar o desempenho termodinâmico dos SRC's utilizando misturas, segundo análises energética (COP) e exergética, aos resultados dos refrigerantes puros. O uso do FTVI ou IHX também foi comparado ao desempenho do VCC. Os sistemas foram otimizados para determinar a configuração com COP máximo. A presença de misturas nos dois ciclos do SRC gerou maiores COP's, contudo a variação de composição da mistura no CBT foi a que gerou maiores impactos no desempenho. Os benefícios observados na análise paramétrica pelo uso de misturas foram: menores vazões de refrigerante; menor trabalho de compressão; menor taxa de destruição de exergia total; e maior eficiência exergética e COP. Na otimização, o ganho no COP pelo uso de misturas variou de 18 a 32% em relação aos refrigerantes puros. A mistura com o maior COP (2,34) foi a de CO₂/Dimetil Éter a 20% de CO₂ no CAT e 10% de CO₂ no CBT. Pequenas diferenças entre o COP do SRC-VCC (2,34) e o SRC-FTVI (2,38) foram observadas para as condições operacionais estudadas. Devido ao baixo ganho, maior número de equipamentos e maior complexidade do ciclo SRC-FTVI, sua utilização seria pouco vantajosa. O ciclo SRC-IHX não foi otimizado devido aos pequenos ganhos comparado ao SRC-VCC, sendo uma alternativa pouco interessante nas condições operacionais avaliadas.

Palavras-chave: refrigeração cascata, misturas não-azeotrópicas/zeotrópicas, simulações, otimização, refrigerantes naturais.

ABSTRACT

Refrigeration systems are great energy consumers and in the industrial sector cycles operating with high energy efficiency contributes to guarantee commercial competitiveness. Cascade Refrigeration Systems (CRS) are an efficient alternative to the traditional vapor compression cycle (VCC), presenting versatility by allowing a combination of cycles with distinct operating principles and use of pure refrigerants or mixtures. Refrigerants with low environmental impact such as inorganic compounds, hydrocarbons, and ethers, pure or as mixtures, have gained attention of researchers as potential substitutes for harmful halogenated refrigerants. Refrigerant mixtures or alternative cycles can achieve significant gains in the CRS performance. The present work aims at the evaluation of CRS with purpose of increasing the thermodynamic performance according to two approaches: using non-azeotropic mixtures (CO₂/Propene, CO₂/Dimethyl Ether, CO₂/NH₃) in the High and Low Temperature Cycles (HTC and LTC, respectively) and the use of alternative cycles (as Flash Tank Vapor Injection – FTVI, or Intern Heat Exchanger – IHX) as VCC substitutes. Systems were simulated in Aspen Hysys® v. 8.4 based on a refrigeration of a secondary fluid from -5 °C to -20 °C with a fixed refrigeration capacity of 100 kW. A parametric analysis was performed to compare the thermodynamic performance of CRS, according to energetic (COP) and exergetic analysis, to the pure refrigerants results. FTVI, IHX and VCC cycles were compared as well. Systems were optimized to determine the maximum COP setting. The presence of mixtures in both CRS cycles generated higher COPs, however, the LTC composition mixture generated the greatest impact on the performance. Benefits observed in the parametric analysis using mixtures were: lower refrigerant mass flow; less compression work; lower rate of total exergy destruction; and greater exergetic efficiency and COP. Optimization showed that the gain in COP by the use of mixtures varied from 18 to 32% in relation to the pure refrigerants. Mixture with the highest COP (2.34) was CO₂/Dimethyl Ether using 20 wt% CO₂ in the HTC and 10 wt% CO₂ in the LTC. Comparing SRC-VCC COP (2.34) and the SRC-FTVI (2.38) small differences were observed for the operational conditions studied. Due to the low gain, greater number of equipment and complexity the use of SRC-FTVI cycle does not bring additional advantages. The SRC-IHX cycle was not optimized due to the small gains compared to the SRC-VCC in the evaluated operational conditions.

Keywords: Cascade refrigeration, non-azeotropic/zeotropic mixtures, simulation, optimization, natural refrigerants.

Lista de Figuras

Figura 1.1 Estrutura de consumo do setor industrial (Adaptado: BEN, 2017)	18
Figura 1.2 Participação dos setores no consumo de energia elétrica no Brasil (Adaptado: BEN, 2017)	18
Figura 1.3 Custo da energia elétrica industrial ao longo dos anos (Adaptado das séries históricas do BEN, disponível em: < https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompleatas.aspx >	19
Figura 2.1 Diagrama genérico de um ciclo de refrigeração.	23
Figura 2.2 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor ideal operando com refrigerante puro (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006).....	25
Figura 2.3 Representação esquemática e diagrama T-s do sistema de refrigeração em cascata operando com refrigerantes puros (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006).....	26
Figura 2.4 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor com tanque flash e injeção de vapor operando com refrigerante puro (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006)....	28
Figura 2.5 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor com trocador de calor interno operando com refrigerante puro (Adaptado: DINÇER e KANOGLU, 2010).....	29
Figura 2.6 Diagrama T-s genérico do ciclo de compressão de vapor operando com (A) refrigerante puro e (B) mistura. (Adaptado: DIDION e BIVES, 1990).....	36
Figura 2.7 Diagramas: (a) dos casos avaliados por McLinden e Radermacher (1987) e (b) comportamento do COP em função da fração molar do R22 para mistura de R22/R114. (Adaptado: MCLINDEN e RADERMACHER, 1987).	37
Figura 4.1 Fluxograma das etapas da presente dissertação.	69
Figura 5.1 Equilíbrio de fases entre CO ₂ e propeno segundo equação de estado PRSV para pressão constante de 15 atm e dados experimentais de Haselden et al. (1951).....	72
Figura 5.2 Equilíbrio de fases entre CO ₂ e dimetil éter segundo equação de estado PRSV para temperatura constante de 46,91 °C.....	73
Figura 5.3 Comparação entre os resultados do simulador e dados do artigo referência para a curva do COP em função da temperatura intermediária do trocador cascata com a mistura CO ₂ e propeno.	74
Figura 5.4 Comparação entre os resultados do simulador e os dados do artigo referência para a curva do COP em função da temperatura intermediária do trocador cascata com a mistura CO ₂ e DME.	74
Figura 6.1 Sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão no CAT e CBT.	77
Figura 6.2 Variação da temperatura de mudança de fase dos pares em função da fração mássica de CO ₂ no evaporador do CBT.	79
Figura 6.3 Diagrama genérico da variação de temperatura no condensador e evaporador para mistura e substância pura.	80
Figura 6.4 Vazões mássicas (kg/s) de refrigerante do CAT e CBT em função da composição dos pares em cada estágio para a) CO ₂ /Propeno; b) CO ₂ /DME e c) CO ₂ /NH ₃	81
Figura 6.5 Consumo de energia total do sistema em função da composição dos pares em cada ciclo para (a) CO ₂ /Propeno; (b) CO ₂ /DME e (c) CO ₂ /NH ₃	83
Figura 6.6 Taxa de destruição de exergia total e por equipamentos do SRC-VCC em função da variação da composição do par no (a) CAT e (b) CBT.....	84
Figura 6.7 Eficiência exérgica do SRC-VCC variando a composição dos pares no CAT e CBT para (a) CO ₂ /Propeno; (b) CO ₂ /DME e (c) CO ₂ /NH ₃	86
Figura 6.8 COP do SRC-VCC variando a composição dos pares no CAT e CBT para (a) CO ₂ /Propeno; (b) CO ₂ /DME e (c) CO ₂ /NH ₃	87
Figura 6.9 Diagramas genéricos de (a) pressão-entalpia e (b) temperatura-entropia para substâncias puras para o SRC-VCC.	89

Figura 6.10 Variação da: (a) razão de expansão; (b) entalpia no evaporador (Δh_{evap}) e (c) vazão mássica (kg/s) de refrigerante em função da variação da T_{CondCBT} para CO_2/DME com 50% CAT e 60% CBT.....	89
Figura 6.11 Variação do (a) Trabalho de compressão e (b) Razão de compressão em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.	91
Figura 6.12 Taxa de destruição de exergia total e por equipamento do SRC-VCC para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.	92
Figura 6.13 Eficiência exérgica do SRC-VCC em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.....	93
Figura 6.14 Variação do COP_{CAT} , COP_{CBT} e $\text{COP}_{\text{Global}}$ em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.....	94
Figura 6.15 Resultados da otimização dos pares: a) $\text{CO}_2/\text{Propeno}$, b) CO_2/DME , c) CO_2/NH_3	96
Figura 6.16 Variação da temperatura do refrigerante secundário e dos pares que maximizaram o COP no evaporador.....	97
Figura 6.17 Entalpia de vaporização em função da composição dos pares de refrigerantes.....	99
Figura 6.18 Pressão de saturação-Temperatura para os pares avaliados.....	101
Figura 7.1 Sistema de refrigeração em cascata com tambor flash e injeção de vapor (SRC-FTVI)..	105
Figura 7.2 Diagrama pressão-entalpia representando o ciclo VCC e FTVI.....	109
Figura 7.3 Efeito de diferentes razões de expansão na entalpia de vaporização no evaporador (a) e vazão mássica (kg/s) de refrigerante no evaporador (b).....	109
Figura 7.4 Vazão mássica (kg/s) de vapor saturado (a) e fração de vapor na alimentação do tambor flash (b) para diferentes RE e composição do par no CBT.....	110
Figura 7.5 Vazão mássica (kg/s) total de refrigerante no CBT.....	111
Figura 7.6 Temperatura de descarga do COMP A-CBT em função da porcentagem mássica de CO_2 e RE's.....	111
Figura 7.7 Trabalho de compressão em função das RE's e das composições dos pares no CAT (a) e CBT (b).	113
Figura 7.8 Trabalho de compressão total do CAT (a) e CBT (b) em função da T_{CondCBT} e de diferentes RE's.....	115
Figura 7.9 Trabalho de compressão total para os pares: $\text{CO}_2/\text{Propeno}$ (a); CO_2/DME (b); e CO_2/NH_3 (c).	116
Figura 7.10 Taxa de destruição de exergia total e equipamentos em função de diferentes RE's para o CAT (a) e CBT (b).	117
Figura 7.11 Taxa de destruição de exergia total e por equipamentos para diferentes combinações de RE's.....	118
Figura 7.12 Eficiência exérgica em função da RE no CAT e CBT para os pares (a) $\text{CO}_2/\text{Propeno}$; (b) CO_2/DME ; e (c) CO_2/NH_3	119
Figura 7.13 Desempenho termodinâmico em função de diferentes RE's no CAT e CBT para o par: (a) $\text{CO}_2/\text{Propeno}$; (b) CO_2/DME ; e (c) CO_2/NH_3	120
Figura 7.14 Coeficiente de desempenho termodinâmico máximo para os pares avaliados em diferentes combinações de RE no CAT e CBT.....	122
Figura 8.1 Sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão de vapor com trocador de calor interno nos estágios de alta e baixa temperatura.	126
Figura 8.2 Diagrama genérico pressão-entalpia comparando os ciclos IHX e VCC.	130
Figura 8.3 Comparação entre resultados do IHX e VCC para: (a) variação da entalpia do evaporador; (b) fração de vapor; (c) vazão mássica (kg/s) de refrigerante em função da composição da mistura no CBT para $T_{\text{CondCBT}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	130

Figura 8.4 Diagrama genérico do efeito da variação da composição sobre a as temperaturas de líquido saturado no condensador e de vapor saturado no evaporador.	131
Figura 8.5 Trabalho de compressão em função da utilização do IHX em um ou ambos ciclos do SRC para os pares: (a) CO ₂ /Propeno; (b) CO ₂ /DME e (c) CO ₂ /NH ₃	133
Figura 8.6 Comparação entre as temperatura de descarga do IHX com relação ao VCC.....	134
Figura 8.7 Destruição de exergia em cada equipamento dos ciclos SRC-IHX e SRC-VCC.	135
Figura 8.8 Comparação entre eficiência exergética do SRC-IHX com relação ao SRC-VCC para todos os pares de refrigerantes.	137
Figura 8.9 Comparação entre o COP do SRC-IHX com relação ao SRC-VCC para todos os pares de refrigerantes.....	138

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 Comparação entre as características envolvidas a energia e exergia.(Adaptado: ROSEN e DINCER, 2013; ÇENGEL et al., 2002)	40
Tabela 4.1 Condições de operação para a solução alcóolica e água de refrigeração.....	59
Tabela 4.2 Descrição dos parâmetros operacionais avaliados.....	65
Tabela 4.3 Balanços de exergia para determinação da taxa de destruição de exergia.....	66
Tabela 5.1 Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys® 8.4 e no REFPROP® 9.1.....	70
Tabela 6.1 Variáveis fixas na análise paramétrica.	77
Tabela 6.2 Variáveis manipuladas na análise paramétrica.	78
Tabela 6.3 Composições dos pares no CAT e CBT que minimizaram o trabalho de compressão do SRC-VCC.....	82
Tabela 6.4 Composição no CAT e CBT e T_{CondCBT} que maximizaram o COP do SRC-VCC para cada par estudado.	95
Tabela 6.5 Resultados da otimização para os pares de refrigerantes avaliadas.....	98
Tabela 6.6 Comparação entre o COP do SRC com substância pura ou misturas no CAT e CBT.	101
Tabela 7.1 Variáveis manipuladas na análise paramétrica SRC-FTVI.	106
Tabela 7.2 Variáveis fixas na análise paramétrica SRC-FTVI.....	106
Tabela 7.3 Condições de operação e parâmetros operacionais que gerou COP máximo para cada par. ...	122
Tabela A. 1 Validação das condições de saturação dos refrigerantes puros entre os dados do Aspen Hysys e REFPROP para: A – Dióxido de Carbono, B- Propeno, C- Dimetil Éter, D- Amônia.	155
Tabela A. 2 Validação das condições de saturação dos refrigerantes puros entre os dados do Aspen Hysys e dados experimentais para: A – Dióxido de Carbono, B- Propeno, C- Dimetil Éter, D- Amônia.....	156

Nomenclatura

Siglas

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BEM	Balanco Energético Nacional
CEPAGRI	Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura
CFC	clorofluorcarboneto
CNI	Confederação Nacional das Indústrias
DTML	Diferença de temperatura média logarítmica
GWP	Potencial de Aquecimento Global (<i>Global Warming Potential</i>)
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
IUPAC	<i>International Union of Pure and Applied Chemistry</i>
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i>
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
PR	Peng-Robinson
PRSV	Peng-Robinson-Stryjek-Vera

Variáveis com letras latinas e gregas

COP	Coefficiente de desempenho
c_p	Calor específico
\dot{e}	Taxa de fluxo de exergia
h	entalpia específica
k_{ij}	Parâmetro de Interação Binário
\dot{m}	Vazão Mássica
P	Pressão
\dot{Q}	Taxa de Transferência de calor
R	Constante Universal dos Gases Perfeitos
s	Entropia específica
T	Temperatura
\dot{W}	Taxa de Fluxo de Trabalho
x	Composição Molar
Δ	Variação
ω	Fator Acêntrico
η	Eficiência
ε	Efetividade

Abreviaturas

A	Alta Pressão
B	Baixa Pressão
CAT	Ciclo de Alta Temperatura

CBT	Ciclo de Baixa Temperatura
FTVI	Injeção de vapor com tanque <i>flash</i> (<i>Flash Tank Vapor Injection</i>)
IHX	Trocador de Calor Interno (<i>Internal Heat Exchanger</i>)
RE	Razão de expansão
SRC	Sistema de Refrigeração Cascata
TCC	Trocador de Calor Cascata
V	Válvula de Expansão
VCC	Ciclo de Compressão de Vapor (<i>Vapor Compression Cycle</i>)

Subscritos e sobrescritos

<i>c</i>	Crítica
<i>cin</i>	Cinética
<i>comp</i>	Compressor
<i>Cond</i>	Condensador
CondCBT	Vapor saturado no condensador do CBT
<i>ent</i>	Entrada
<i>Evap</i>	Evaporador
<i>ex</i>	Exergética
<i>fis</i>	Física
<i>k</i>	Índice da Corrente
<i>máx</i>	Máximo
<i>mín</i>	Mínimo
<i>o</i>	Ambiente de referência
<i>pot</i>	Potencial
<i>quim</i>	Química
<i>sai</i>	Saída
<i>Vsat</i>	Vapor saturado
<i>Lsat</i>	Líquido saturado

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 . INTRODUÇÃO	17
1.1 Objetivos	21
1.2 Organização da Dissertação	21
CAPÍTULO 2 . FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1 Ciclos de refrigeração.....	23
2.1.1 Ciclo de compressão de vapor.....	24
2.1.2 Sistemas de refrigeração em cascata	26
2.1.3 Sistema de injeção de vapor com tanque <i>flash</i>	27
2.1.4 Trocador de calor interno	29
2.2 Fluidos refrigerantes.....	30
2.2.1 Seleção de fluidos refrigerantes	31
2.2.1.1 Dióxido de Carbono (R-744).....	33
2.2.1.2 Propeno (R-1270).....	33
2.2.1.3 Dimetil Éter (R-E170).....	34
2.2.1.4 Amônia (R-717)	34
2.2.2 Misturas de refrigerantes	35
2.3 Desempenho termodinâmico.....	38
2.3.1 Análise energética – Primeira Lei	38
2.3.2 Análise exergética – Segunda Lei	39
2.3.2.1 Exergia Física.....	41
2.3.2.2 Exergia química.....	41
2.3.2.3 Destrução de exergia e eficiência exergética	42
CAPÍTULO 3 . REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	43
3.1 Sistemas de refrigeração em cascata	43
3.1.1 Sistemas cascata com FTVI	48
3.1.2 Sistemas cascata com IHX	50
3.2 Misturas de refrigerantes	52
3.3 Conclusões	55
CAPÍTULO 4 . METODOLOGIA	57
4.1 Descrição dos estudos de caso	57
4.2 Descrição dos pares de refrigerantes.....	57
4.3 Definição da aplicação do estudo.....	58
4.4 Simulação dos sistemas de refrigeração cascata	59
4.4.1 Considerações assumidas para simulação	60

4.5	Validação.....	61
4.5.1	Propriedades dos refrigerantes puros	61
4.5.2	Equilíbrio de fases.....	62
4.5.3	Validação do simulador.....	63
4.6	Análise paramétrica.....	64
4.7	Otimização	67
4.7.1	<i>Optimizer</i>	68
4.8	Fluxograma da dissertação.....	68
CAPÍTULO 5 . VALIDAÇÃO DAS MISTURAS E CICLOS.....		70
5.1	Validação das Propriedades dos Refrigerantes Puros	70
5.2	Validação do Equilíbrio de Fases das Misturas.....	71
5.3	Validação das simulações.....	73
5.4	Conclusões	75
CAPÍTULO 6 . CICLO SRC-VCC.....		76
6.1	Metodologia	76
6.1.1	Descrição do SRC-VCC.....	76
6.1.2	Análise Paramétrica.....	77
6.1.3	Otimização	78
6.2	Resultados e discussões da análise paramétrica do SRC-VCC	79
6.2.1	Efeito da variação da composição dos pares no CAT e CBT.....	79
6.2.1.1	Vazão de refrigerante	80
6.2.1.2	Trabalho de compressão.....	82
6.2.1.3	Análise Exergética.....	83
6.2.1.4	Coeficiente de desempenho.....	86
6.2.2	Efeito da T_{CondCBT} no desempenho do sistema.....	88
6.2.2.1	Vazão de refrigerante	89
6.2.2.2	Trabalho de compressão.....	90
6.2.2.3	Análise Exergética.....	92
6.2.2.4	Coeficiente de desempenho.....	94
6.3	Otimização	95
6.3.1	Comparação: Misturas vs. Substâncias puras.....	100
6.4	Conclusões	102
CAPÍTULO 7 . CICLO SRC – FTVI.....		104
7.1	Metodologia	104
7.1.1	Descrição do SRC-FTVI.....	104

7.1.2	Análise paramétrica.....	106
7.1.3	Otimização	107
7.2	Resultados e discussões da análise paramétrica SRC-FTVI	107
7.2.1	Efeitos da composição dos pares e da T_{CondCBT} no SRC-FTVI.....	107
7.2.2	Efeito do tambor <i>flash</i> com injeção de vapor no SRC-FTVI	108
7.2.2.1	Vazão de refrigerante	108
7.2.2.2	Trabalho de compressão.....	112
7.2.2.3	Análise exergética	116
7.2.2.4	Coeficiente de desempenho.....	119
7.3	Otimização	121
7.4	Conclusões	124
CAPÍTULO 8 . CICLO SRC-IHX.....		125
8.1	Metodologia	125
8.1.1	Descrição do SRC-IHX.....	125
8.1.2	Análise paramétrica.....	126
8.2	Resultados e discussões SRC-IHX.....	128
8.2.1	Efeitos da composição e da T_{CondCBT} no SRC-IHX	128
8.2.2	Efeito do IHX no sistema cascata.....	129
8.2.2.1	Vazão de refrigerante	129
8.2.2.2	Trabalho de compressão.....	132
8.2.2.3	Análise exergética	135
8.2.2.4	Coeficiente de desempenho.....	137
8.3	Otimização do SRC-IHX	139
8.4	Conclusões	140
CAPÍTULO 9 .CONCLUSÕES GERAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .		142
CAPÍTULO 10 . REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		147
ANEXOS		155
A.	Dados de saturação dos refrigerantes puros	155

CAPÍTULO 1 . Introdução

Os sistemas de refrigeração fazem parte do cotidiano das pessoas que os utilizam de forma direta ou indireta em aplicações domésticas, comerciais ou industriais e são responsáveis por um alto consumo de energia. Segundo o Instituto Internacional de Refrigeração (2015), estima-se que cerca de 17% da energia elétrica consumida no mundo são destinados à operação de ciclos de refrigeração.

Nos setores comercial e industrial o consumo de energia relacionado a estes sistemas pode representar uma parcela significativa do custo final do produto repassado para o consumidor. Portanto, o aumento da eficiência energética dos sistemas de refrigeração se torna uma peça importante para garantir a competitividade comercial e lucratividade.

De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (2017), o consumo de energia elétrica tem aumentado ao longo dos anos, passando a ser uma das fontes de energia mais representativas no setor industrial, como pode ser observado na Figura 1.1. Em 1973, o óleo combustível representava a principal fonte de energia na indústria tendo uma participação de cerca de 35% da matriz energética, enquanto que a eletricidade apresentava pouco mais de 10%. Atualmente, o uso de eletricidade dobrou representando cerca de 20%, no entanto, houve uma redução significativa da utilização de óleo combustível, representando menos de 5% das fontes de energia empregadas no setor industrial.

Com relação ao Balanço Energético Nacional (BEN) para o ano base de 2016, no Brasil, o setor industrial foi o maior consumidor de energia elétrica alcançando uma parcela de 32% da oferta interna, enquanto que os consumos residencial e comercial alcançaram cerca de 21 e 14%, respectivamente (Figura 1.2). Dependendo do ramo da indústria, o consumo de energia elétrica por sistemas de refrigeração pode representar até 85% do total consumido no processo, como no caso de indústrias de alimentos e bebidas. (Dinçer e Kanoglu, 2010)

Estima-se que a participação dos custos com energia elétrica pode representar 4% dos custos totais da indústria (CNI, 2017). Mesmo que esta parcela seja pequena a redução dos gastos com energia elétrica pode gerar impactos muito positivos no faturamento da empresa.

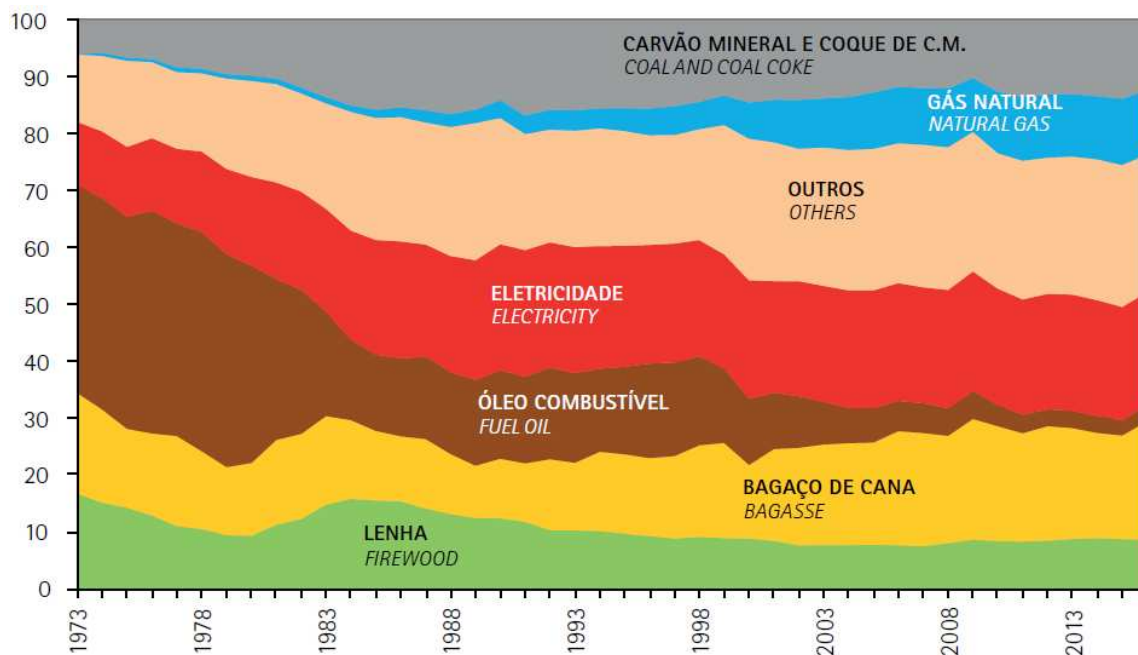
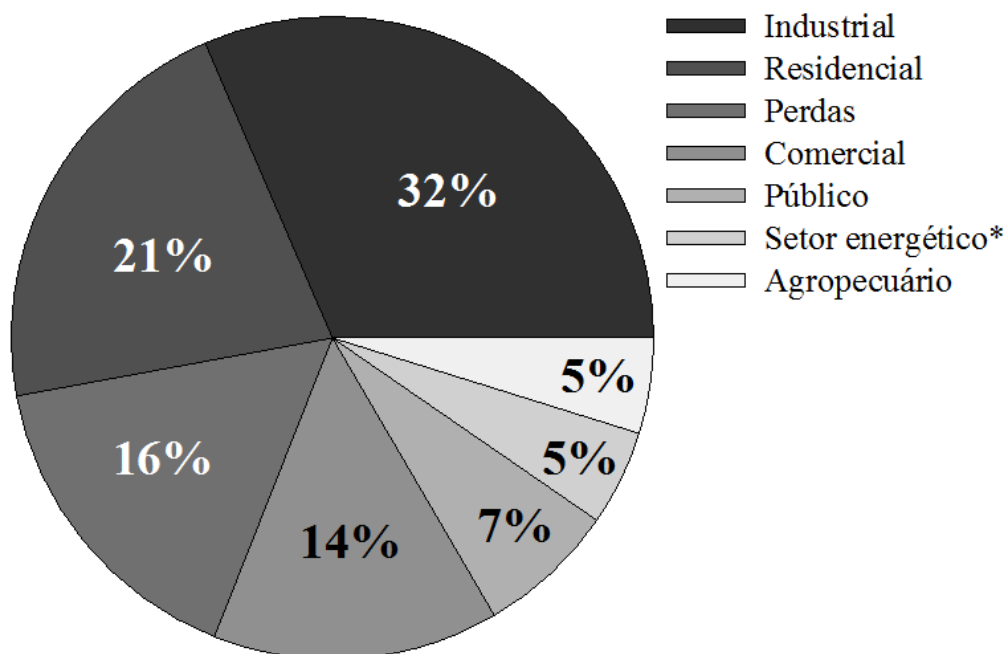


Figura 1.1 Estrutura de consumo do setor industrial (Adaptado: BEN, 2017)



* **Setor Energético:** consumo interno de centros de produção e transformação de energia elétrica.

Figura 1.2 Participação dos setores no consumo de energia elétrica no Brasil (Adaptado: BEN, 2017)

As indústrias continuamente empregam esforços na tentativa de aprimorar os processos e torná-los cada vez mais eficientes energeticamente, já que a matriz elétrica vem sofrendo um aumento de custo enquanto que a disponibilidade de fontes de energia não-renováveis sofrem redução ao longo do tempo. No caso da tarifa da energia elétrica industrial,

houve um aumento acentuado ao longo dos anos como pode ser observado na Figura 1.3. Os custos anuais da tarifa com base nas séries históricas do BEN foram apresentados em dólar por barril equivalente de petróleo (bep), sendo que o dólar corrente foi convertido em dólar constante de 2010 pelo IPC dos Estados Unidos.

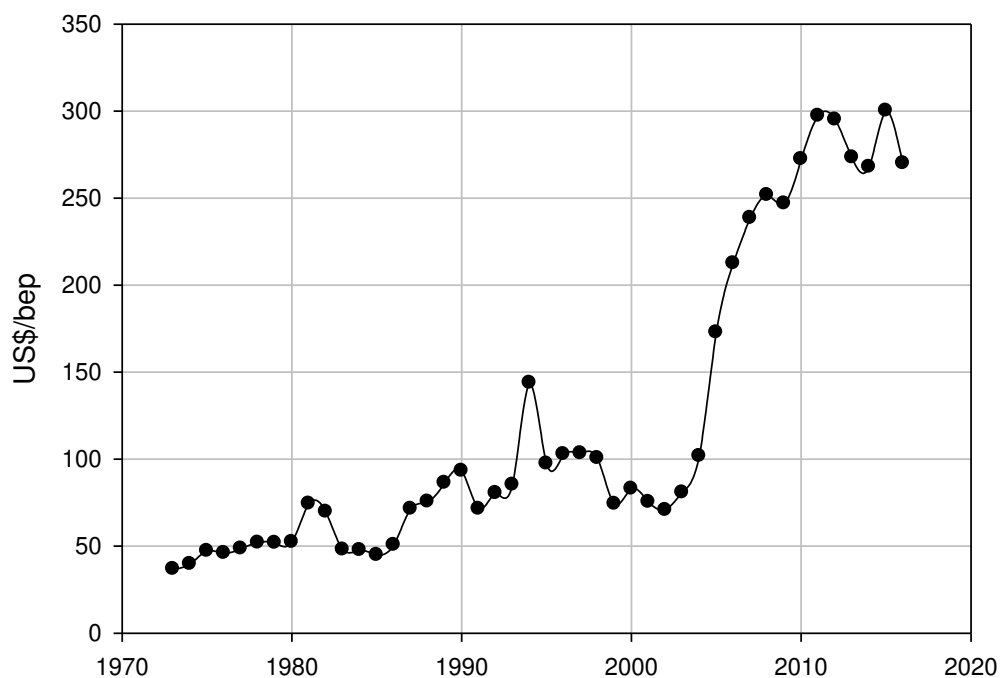


Figura 1.3 Custo da energia elétrica industrial ao longo dos anos (Adaptado das séries históricas do BEN, disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/BENSerieCompleta.aspx>>

Os ciclos tradicionais criados no início do desenvolvimento das tecnologias de refrigeração, como os de compressão de vapor, absorção e ar-padrão, são a base para a refrigeração industrial. Dentre eles destaca-se o ciclo de compressão de vapor que apresenta a vantagem de possuir maior versatilidade que os demais apresentando uma vasta gama de fluidos refrigerantes que podem ser utilizados nestes ciclos e por serem amplamente utilizados atualmente para diferentes propósitos. O foco das pesquisas visando melhorias da eficiência energética tem abordado diferentes aspectos do sistema de refrigeração, dentre eles o emprego de ciclos e fluidos refrigerantes alternativos. (PARK et al., 2015)

O sistema de refrigeração em cascata (SRC) representa uma alternativa eficiente ao ciclo de compressão de vapor tradicional (VCC – do inglês “*Vapor Compression Cycle*”) para casos que necessitem reduzidas temperaturas de evaporação ou quando há elevada razão de compressão (Dinçer e Kanoglu, 2010). Os SRC’s associam dois ou mais ciclos com princípios de operação semelhantes ou diferentes por meio de um trocador de calor que integra o estágio de baixa temperatura com o de alta temperatura, fornecendo versatilidade na escolha dos fluidos refrigerantes. Estes sistemas de refrigeração passaram a ter relevante

importância dentro dos meios de pesquisa, uma vez que benefícios como o aumento do desempenho energético, a redução de carga de refrigerante, redução no consumo energético e diminuição da escala dos equipamentos foram constatados em estudos para diferentes aplicações. (SILVA *et al.*, 2012)

A configuração tradicionalmente encontrada dos SRC's é a combinação de ciclos VCC's. Ainda é possível aumentar a eficiência destes sistemas pela utilização de ciclos alternativos ao invés dos VCC's, como no caso do trocador de calor interno (IHX – do inglês “*Internal Heat Exchanger*”) ou os de injeção de vapor com tanque *flash* (FTVI – do inglês “*Flash Tank Vapor Injection*”). Os benefícios proporcionados por cada um dos ciclos alternativos dependem diretamente das condições operacionais e das propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos refrigerantes (Domanski 1994; Mathinson, 2011).

A seleção dos fluidos refrigerantes que compõem o SRC em relação a uma dada aplicação apresenta grande importância, pois impactam diretamente sobre a eficiência energética e irreversibilidades dos ciclos.

Com a constatação dos impactos causados pelos refrigerantes halogenados sobre a destruição da camada de ozônio e no aquecimento global e com o surgimento de protocolos que regulamentam a sua utilização ou extinção, aumentaram as pesquisas sobre refrigerantes alternativos. Dentre os mesmos, a utilização de refrigerantes naturais puros e suas misturas ganhou especial atenção, já que possuem baixo impacto ambiental, ampla disponibilidade e baixo custo, enquanto que as misturas permitem reunir qualidades de diferentes refrigerantes, resultando em associações que apresentem melhor desempenho do que os refrigerantes puros. Pesquisas mostram que a utilização de misturas pode proporcionar condições de operação que não seriam possíveis com refrigerantes puros e possuem características semelhantes a refrigerantes halogenados podendo substituí-los eficientemente. (SARBU, 2014)

Em grande maioria dos trabalhos da literatura que avaliaram o uso de misturas no SRC, a mesma estava presente apenas no ciclo de baixa temperatura. As referências que estudaram o desempenho do SRC com o uso simultâneo de misturas no CAT e CBT são escassas não havendo uma descrição detalhada dos efeitos proporcionados ao sistema..

Assim, o projeto de SRC's com ciclos alternativos associados à utilização de misturas de fluidos refrigerantes naturais apresenta-se como uma opção promissora para aumento do desempenho energético e redução dos impactos ambientais dos ciclos de refrigeração, beneficiando setores que necessitam da utilização destes sistemas em grande escala pela redução do consumo de energia e dos custos operacionais.

1.1 Objetivos

Esta dissertação possui dois objetivos gerais:

- (1) avaliar o potencial de melhoria da eficiência energética de SRC pela utilização de misturas não-azeotrópicas de refrigerantes naturais em ambos os ciclos de um SRC convencional, como uma alternativa ao uso de substâncias puras;
- (2) verificar a viabilidade da utilização de ciclos de refrigeração (com trocador de calor interno ou injeção de vapor) como alternativas ao sistema convencional VCC encontrado no SRC, tendo ambos o propósito de aumento do desempenho termodinâmico.

Para alcançar os objetivos gerais foram traçados os seguintes objetivos específicos:

- simular os sistemas em cascata propostos para cada um dos pares de misturas de refrigerantes e ciclos de refrigeração alternativos;
- validar as simulações com dados da literatura;
- realizar uma análise paramétrica para avaliação do desempenho energético e exergético dos SRC's com relação às variáveis operacionais e para definição das restrições das mesmas para o processo de otimização;
- avaliar as vantagens e desvantagens da utilização de misturas com relação aos refrigerantes puros e também dos ciclos de refrigeração alternativos com base no VCC;
- otimizar os SRC's simulados visando a maximização do desempenho energético (COP, do inglês – "*Coefficient of Performance*"), dentro dos limites da aplicação do sistema de forma a garantir a minimização do consumo de energia do ciclo, tendo como base uma aplicação genérica proposta para a avaliação do sistema, descrita no Capítulo 4 (Metodologia) deste trabalho.

1.2 Organização da Dissertação

A presente dissertação está organizada de acordo com os seguintes capítulos:

CAPÍTULO 2. Fundamentação Teórica: Apresenta o embasamento teórico utilizado para análise dos SRC's, descrevendo os princípios de operação de cada sistema avaliado; características dos fluidos refrigerantes escolhidos e suas misturas; as ferramentas de avaliação de desempenho baseadas na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, pela análise energética e exergética.

CAPÍTULO 3. Revisão Bibliográfica: Apresenta uma revisão da literatura dos recentes avanços e oportunidades de melhoria a respeito de sistemas de refrigeração, focando em trabalhos que avaliaram sistemas cascata utilizando ciclos alternativos e misturas de refrigerantes.

CAPÍTULO 4. Metodologia: fornece as informações da metodologia utilizada para a simulação dos estudos de caso avaliados, apresentando as considerações adotadas, particularidades dos sistemas, equações, restrições e ferramentas de avaliação de desempenho que foram realizadas.

CAPÍTULO 5. Validação: Apresenta os resultados das validações das grandezas termodinâmicas do banco de dados do simulador utilizado, sendo avaliada a adequação das propriedades de refrigerantes puros e do equilíbrio de fases das misturas, bem como validações de simulações de sistemas de refrigeração, com base em dados experimentais ou teóricos extraídos da literatura.

CAPÍTULO 6. Ciclo SRC-VCC: neste capítulo há a complementação da metodologia referentes às particularidades do SRC-VCC. Também apresenta os principais resultados obtidos da análise paramétrica do desempenho do sistema em função dos parâmetros operacionais avaliados, bem como os resultados da otimização do COP, além de comparar o desempenho da utilização de misturas ou substâncias puras no SRC.

CAPÍTULO 7. Ciclo SRC-FTVI: descreve informações complementares da metodologia para o SRC-FTVI. Avaliam-se os principais resultados da análise paramétrica e otimização do sistema, assim como compara o desempenho do sistema com relação ao SRC-VCC.

CAPÍTULO 8. Ciclo SRC-IHX: apresenta a complementação da metodologia com relação às particularidades do SRC-IHX. Discutem-se os resultados da análise paramétrica e compara o desempenho deste sistema com relação ao SRC-VCC.

CAPÍTULO 9. Conclusões Gerais: Apresenta as principais conclusões obtidas das análises realizadas na presente dissertação e também sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 . Fundamentação Teórica

O presente capítulo aborda uma explanação breve dos principais conceitos utilizados como base para as análises realizadas neste trabalho. Os temas abordados são: princípios de operação de ciclos de refrigeração por compressão de vapor e sistemas em cascata; informações sobre fluidos refrigerantes usados, parâmetros de desempenho termodinâmico levando em consideração a Primeira Lei (energia) e de Segunda Lei (exergia).

2.1 Ciclos de refrigeração

Dois corpos (ou sistemas) com temperaturas diferentes, que são mantidos em contato, tendem a alcançar o equilíbrio térmico pela transferência de calor, que se dá espontaneamente na direção do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura. O efeito inverso, fluxo de calor de um sistema com baixa temperatura para um de alta, não é espontâneo e para que o mesmo ocorra podem ser utilizados sistemas de refrigeração.

Estes sistemas permitem a absorção de calor (\dot{Q}_a) de um ambiente de baixa temperatura (T_b), o qual se deseja refrigerar, havendo posterior rejeição de calor (\dot{Q}_r) para a vizinhança, desde que haja também a adição de trabalho (\dot{W}) ao sistema, conforme representado pela Figura 2.1.

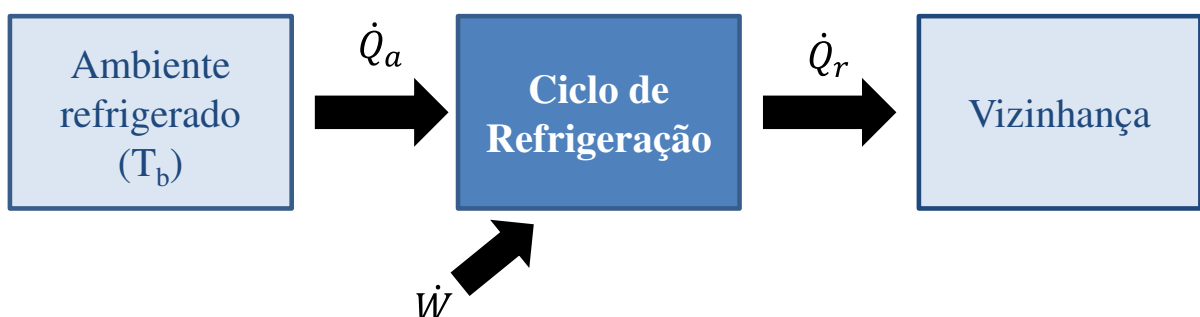


Figura 2.1 Diagrama genérico de um ciclo de refrigeração.

Atualmente existem diversos sistemas de refrigeração, sendo os mais comumente encontrados:

- Ciclo de compressão de vapor;
- Ciclo de absorção;
- Ciclo a ar padrão;

Estes sistemas diferenciam-se principalmente pelo princípio de operação, pela força motriz e pelos fluidos normalmente utilizados. O ciclo de compressão de vapor ainda se sobressai dentre os demais pela versatilidade de aplicações. O foco do presente estudo será baseado nestes sistemas de refrigeração, os quais serão introduzidos e discutidos nas próximas seções.

2.1.1 Ciclo de compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor (VCC – do inglês “*vapor compression cycle*”) é um dos sistemas mais amplamente utilizados para refrigeração nos setores doméstico, comercial e industrial. A configuração mais simples é baseada num ciclo de Carnot reverso, apresentando 4 equipamentos principais: válvula de expansão, evaporador, compressor e condensador.

Além dos equipamentos citados o ciclo necessita de um fluido de trabalho para operação, denominado refrigerante, o qual percorre todo o sistema, passando por mudanças de estado termodinâmico e é responsável por promover a absorção de calor do meio que se deseja refrigerar, rejeitando-o posteriormente para o ambiente.

A representação esquemática de um VCC ideal bem como o respectivo diagrama T-s operando com refrigerante puro podem ser observados na Figura 2.2. Inicialmente o refrigerante passa por uma compressão isentrópica (1-2) de uma condição de vapor saturado a baixa pressão, deixando o compressor como vapor superaquecido a alta pressão. O vapor segue então para o condensador, o qual promoverá a liquefação da corrente por meio da rejeição de calor para a vizinhança (2-3) realizado a pressão constante, gerando uma corrente de líquido saturado. O líquido saturado vindo do condensador é expandido isentalpicamente (3-4) até as condições de pressão que proporcionem a temperatura de alimentação desejada no evaporador. Esta corrente a baixa pressão composta por uma mistura saturada de líquido-vapor alimenta o evaporador, sendo que a mesma apresenta uma temperatura menor do que a do meio a ser refrigerado absorvendo calor (4-1), em um processo à pressão constante. A

corrente de refrigerante deixa o evaporador como vapor saturado e alimenta o compressor, fechando o ciclo.

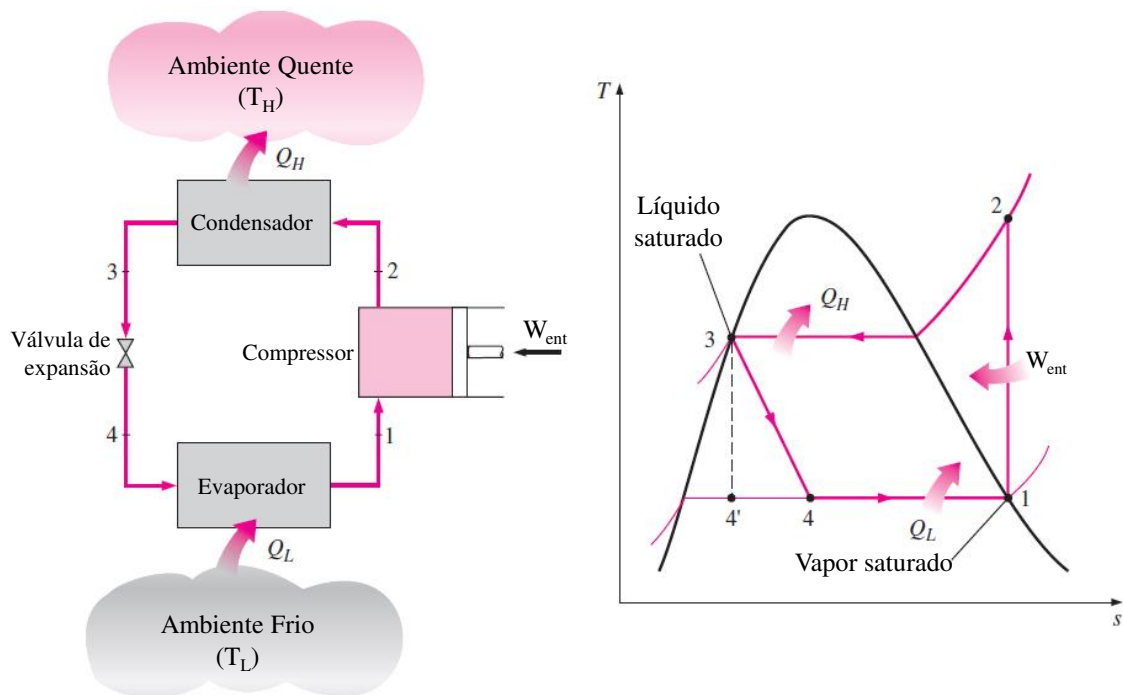


Figura 2.2 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor ideal operando com refrigerante puro (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006).

Contudo, o ciclo real de compressão de vapor apresenta alguns desvios com relação ao ciclo ideal descrito que podem proporcionar a redução da eficiência energética. Devido à perda de carga nos trocadores as transferências de calor não ocorrem à pressão constante, enquanto que as irreversibilidades devido ao atrito no compressor não permitem a compressão isentrópica.

A seleção de equipamentos do ciclo com elevada eficiência podem contribuir para a melhora no desempenho energético do ciclo, porém os mesmos podem apresentar elevado custo capital. Dependendo da faixa de temperatura de operação ou do fluido refrigerante utilizado este sistema ainda pode apresentar reduzido desempenho energético, mesmo utilizando equipamentos com elevada eficiência.

Em casos em que a diferença entre a temperatura de evaporação e condensação ultrapassa $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou que apresentem baixa temperatura de evaporação e alta razão de compressão, os ciclos de compressão de vapor com único estágio apresentam reduzida eficiência energética e elevado custo de operação (TORELLA *et al.*, 2009). Uma alternativa para estes casos é a associação de dois ou mais VCC's formando o Sistema de Refrigeração em Cascata (SRC).

2.1.2 Sistemas de refrigeração em cascata

A utilização de sistemas de múltiplos estágios como o sistema de refrigeração em cascata (SRC) apresentam-se como uma alternativa interessante, possuindo melhor desempenho e maior versatilidade do que os ciclos de compressão de vapor de único estágio, para aplicações a baixas temperaturas.

A Figura 2.3 representa o fluxograma de um sistema de refrigeração em cascata composto por dois ciclos de compressão de vapor independentes, operando com substâncias puras juntamente com o respectivo diagrama T-s. O princípio de operação de cada um dos ciclos que compõe o SRC para este caso, apresenta as mesmas etapas de transferência de calor, expansão e compressão descritos para o VCC.

Para diferenciar cada um dos ciclos normalmente designa-se Ciclo de Alta Temperatura (CAT) aquele que apresenta as maiores temperaturas do sistema e Ciclo de Baixa Temperatura, o que apresenta a menor temperatura do SRC. Os ciclos são integrados por um trocador de calor cascata (TCC) que atua como condensador do CBT e como evaporador no CAT.

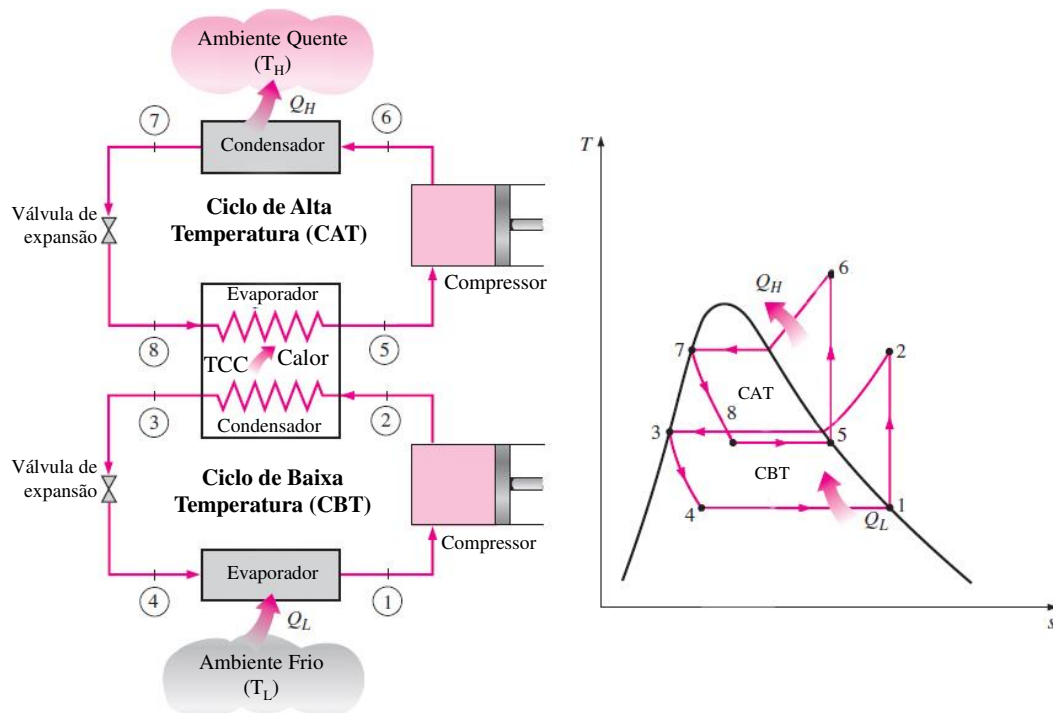


Figura 2.3 Representação esquemática e diagrama T-s do sistema de refrigeração em cascata operando com refrigerantes puros (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006).

A presença de ciclos independentes permite a utilização de diferentes fluidos refrigerantes ou misturas, cada qual escolhido com base nas características termodinâmicas e da aplicação do sistema, de forma a proporcionar a maximização do desempenho do sistema e

até mesmo proporcionando uma redução da carga total de refrigerante (SILVA *et al.*, 2012). Esta característica pode contribuir em equipamentos com dimensões reduzidas, impactando diretamente também no custo de aquisição dos mesmos.

Apesar das vantagens discutidas, os sistemas de refrigeração em cascata apresentam maior complexidade e maior custo capital inicial do que os ciclos de refrigeração de único estágio. Entretanto, este custo adicional pode ser compensado em vista dos benefícios proporcionados por estes ciclos, como a redução do consumo de energia e carga de refrigerante (GETU e BANSAL., 2008).

No presente trabalho, os ciclos de alta e baixa temperatura poderão ser compostos por três ciclos distintos, sendo o de compressão de vapor tradicional (VCC), considerado como caso base e dois ciclos alternativos sendo um de compressão de vapor com trocador de calor interno (IHX – do inglês “*Internal Heat Exchanger*”) e outro de compressão de vapor com injeção de vapor com tanque *flash* (FTVI – do inglês “*Flash Tank Vapor Injection*”). Como a presença do ciclo alternativo no CAT ou CBT não altera o funcionamento do SRC, as particularidades de cada um serão discutidas com base na análise de ciclos de único estágio nas seções de 2.1.3 e 2.1.4 do presente capítulo.

2.1.3 Sistema de injeção de vapor com tanque *flash*

O sistema de injeção de vapor com tanque *flash* (FTVI) pode ser caracterizado como um sistema multi-estágio e representa uma das configurações de sistemas de injeção de refrigerante existentes. Uma representação do FTVI empregando refrigerante puro pode ser observada na Figura 2.4, com seu respectivo diagrama T-s.

Diferentemente do VCC, o processo de expansão neste sistema é realizado em dois estágios sendo os mesmos separados pela inserção de um tanque *flash*, após a primeira válvula de expansão. Este equipamento é responsável por separar a fase líquida (#7) da fase vapor (#3), geradas após a expansão, sendo a primeira enviada para uma nova expansão e a segunda enviada para o misturador. Da mesma forma, o processo de compressão também é realizado em dois estágios, sendo que a corrente de vapor superaquecido (#2) proveniente do primeiro estágio de compressão (1-2) é misturada à corrente de vapor saturado vinda do tanque *flash* (#3) e alimentada no compressor do segundo estágio (9-4). Os processos de absorção e rejeição de calor são semelhantes aos descritos para o VCC.

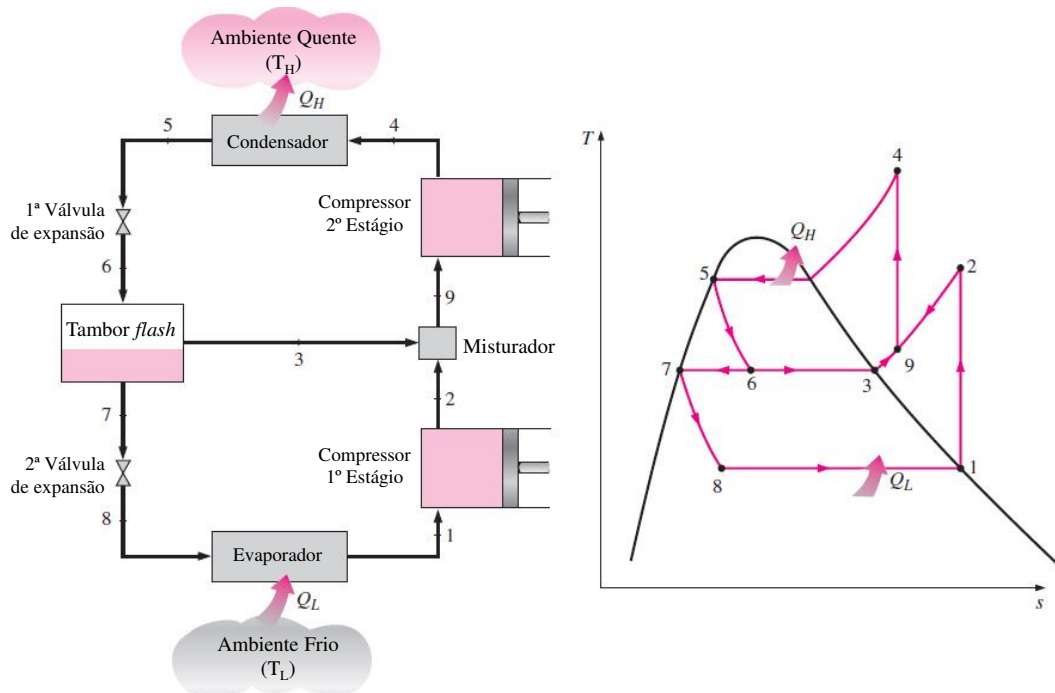


Figura 2.4 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor com tanque flash e injeção de vapor operando com refrigerante puro (Adaptado: ÇENGEL e BOLES, 2006).

A pressão intermediária, que representa a pressão na alimentação do tanque *flash* (#6), influencia a distribuição do consumo de energia entre cada estágio de compressão e também a proporção de líquido e vapor separados no tanque *flash*, sendo que ambos os efeitos afetam diretamente o desempenho do sistema.

Esta modificação pode proporcionar ganhos no rendimento energético pelo fato de realizar a expansão em dois estágios com separação intermediária de fases bem como a compressão em duas etapas, reduzindo assim as irreversibilidades associadas a estes processos, aproximando-o de um ciclo reversível (LEE *et al.*, 2013). Além disso, a separação de fases após a primeira expansão faz com que apenas uma parcela da vazão total, referente à de líquido saturado, percorra o evaporador e compressor do primeiro estágio, fato que auxilia na redução do consumo de energia deste compressor e também promove a diminuição das dimensões destes equipamentos.

Xu *et al.* (2011) verificaram que o FTVI apresenta um desempenho energético melhor do que o VCC e que ainda, devido à injeção de vapor entre os estágios de compressão, houve a redução da temperatura de descarga deste ciclo alternativo beneficiando a vida útil do compressor. No entanto, este sistema apresenta maior complexidade em relação ao VCC e IHX por possuir maior número de equipamentos, o que impacta também sobre o custo capital deste ciclo.

2.1.4 Trocador de calor interno

O ciclo de compressão de vapor com trocador de calor interno (IHX – do inglês: “*Internal Heat Exchanger*”) apresenta os componentes básicos do sistema de compressão de vapor e adicionalmente há a inserção de um trocador de calor interno que integra a corrente de líquido saturado na saída do condensador à corrente de vapor saturado vinda do evaporador.

A Figura 2.5 representa o diagrama do ciclo de refrigeração com trocador de calor interno utilizando refrigerante puro e seu respectivo diagrama T-s. As etapas de expansão, compressão e transferência de calor no condensador e evaporador permanecem as mesmas do VCC básico. Com a alteração existente, o líquido saturado vindo do condensador, antes de ser enviado para a válvula de expansão, passa pelo trocador de calor interno (IHX) o qual permite a rejeição de calor desta corrente (3-3’) para a corrente de vapor saturado vinda do evaporador (1-1’) que deixa o trocador de calor na condição de vapor superaquecido.

O benefício da utilização deste ciclo alternativo baseia-se no princípio de que, realizando-se o sub-resfriamento da corrente de líquido saturado (#3), haverá a diminuição da entalpia da corrente que entra no evaporador (#4) aumentando sua capacidade térmica e reduzindo a vazão de refrigerante, melhorando o desempenho energético do sistema.

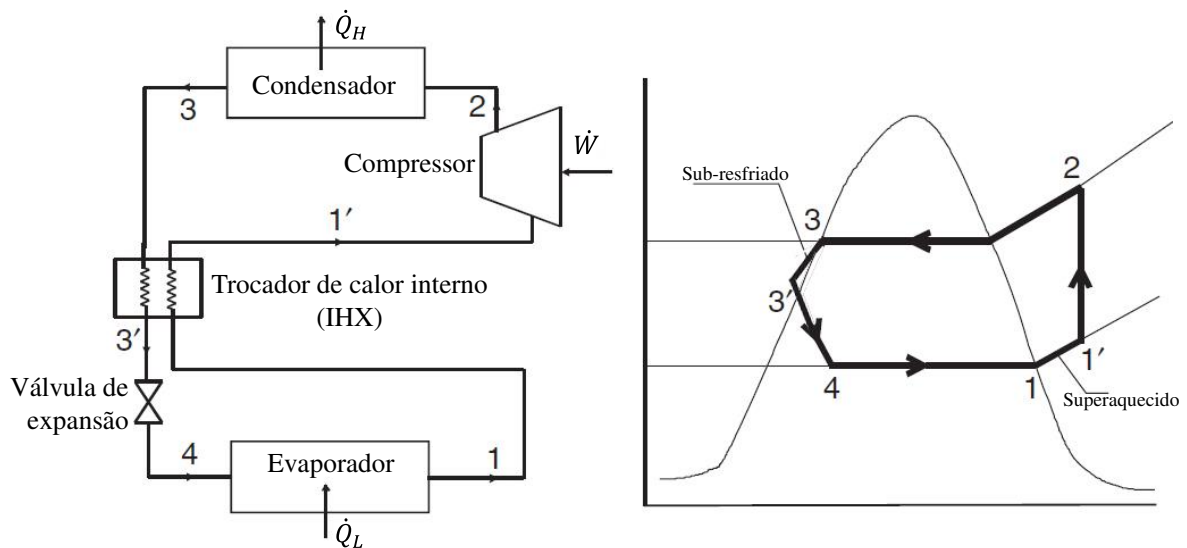


Figura 2.5 Representação esquemática e diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor com trocador de calor interno operando com refrigerante puro (Adaptado: DINÇER e KANOGLU, 2010).

Por outro lado, o superaquecimento da corrente de vapor vinda do evaporador (#1') pode apresentar efeitos positivos ou negativos ao ciclo. O superaquecimento pode ser benéfico ao sistema, pois garante que a alimentação do compressor seja feita completamente por vapor, uma vez que a presença de líquido no processo de compressão pode proporcionar

redução da eficiência deste equipamento. Contudo, como a corrente de vapor apresentará uma temperatura elevada, o volume específico na alimentação do compressor também será maior, o que proporcionará o aumento do trabalho de compressão com relação ao VCC (LLOPIS *et al.*, 2015), além de gerar uma corrente de saída do compressor (#2) com uma temperatura mais alta, requerendo uma utilidade mais fria no condensador ou com uma vazão maior.

O impacto que esta modificação pode proporcionar no ganho do desempenho do sistema dependerá diretamente das propriedades físicas e termodinâmicas dos fluidos refrigerantes utilizados (DOMANSKI *et al.*, 1994). Além disso, a utilização do trocador de calor interno com elevada efetividade pode proporcionar relativo impacto sobre os ganhos do sistema; no entanto, para que isto ocorra, a área de troca térmica deste equipamento deve ser maior, elevando também o custo de aquisição do mesmo.

A alocação de um trocador de calor interno ao sistema apresenta-se como uma alternativa de baixa complexidade, sendo economicamente viável em casos que a redução do consumo de energia seja expressiva.

Apresentados os princípios de operação e vantagens da utilização de cada um dos ciclos de refrigeração que serão avaliados, a seguinte seção da fundamentação teórica apresenta uma discussão dos critérios levados em consideração para seleção dos fluidos refrigerantes, bem como uma breve descrição das características de cada refrigerante avaliado no presente trabalho.

2.2 Fluidos refrigerantes

Desde o princípio do desenvolvimento das tecnologias de refrigeração os fluidos refrigerantes foram focos de constantes análises de acordo com a aplicação desejada, aos critérios de segurança e operação, a disponibilidade e o custo. Atualmente existe uma diversificada gama de refrigerantes disponíveis no mercado sendo que dentre eles destacam-se a classe dos halogenados contendo os clorofluorcarbonetos (CFC's), Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's) e Hidrofluorcarbonetos (HFC's), os inorgânicos como amônia e dióxido de carbono, os hidrocarbonetos como propano, propeno, butano e derivados.

Os refrigerantes halogenados foram amplamente utilizados até a década de 70 quando começaram a ser constatados os efeitos nocivos proporcionados por estas substâncias na atmosfera terrestre. O elemento cloro do grupo dos halogênios, sendo normalmente encontrado nestes refrigerantes, apresenta alta reatividade com o ozônio presente na estratosfera causando sua destruição. Além disso, constatou-se que estas substâncias ainda

apresentam elevada capacidade de retenção de calor que podem agravar os efeitos do aquecimento global, sendo significativamente maiores do que a do CO₂, utilizado como base de comparação.

Devido à constatação destes impactos, surgiram políticas ambientais que impactaram diversos setores industriais, sendo que no setor de refrigeração destacam-se o protocolo de Montreal, de 1987 e as alterações de Londres e Copenhague, de 1990 e 1992 respectivamente. As mesmas foram propostas com objetivo de eliminar a produção e utilização de CFC's até o final de 1995 e dos HCFC's até 2030. Como alternativa a estes refrigerantes foram introduzidos os HFC's, que apresentavam reduzidos potenciais de destruição da camada de ozônio.

Apesar disso, recentemente foi constatado que os mesmos possuem elevado potencial de aquecimento global, milhares de vezes maior do que o do CO₂. Desta forma em 2016 foi assinado o acordo de Kigali que visa a eliminação de 85% do uso desta classe de refrigerante por países desenvolvidos até 2036, enquanto os países subdesenvolvidos devem reduzir a utilização em 80% até 2045.

Para a classificação dos refrigerantes quanto a seu impacto ambiental foram definidos índices como o Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP do inglês – “*Ozone Depletion Potential*”) e o Potencial de Aquecimento Global (GWP do inglês – “*Global Warming Potential*”).

O ODP avalia as mudanças causadas na camada de Ozônio pela emissão de um determinado refrigerante comparado ao potencial do R-11 (Tricloromonofluoretano) o qual foi normalizado como ODP = 1. O GWP também é uma medida relativa que leva em consideração o potencial que um determinado gás tem de reter calor na atmosfera em comparação aos efeitos proporcionados pelo CO₂, calculado em específicos intervalos de tempo, sendo o mais comumente utilizado para comparação o intervalo de 100 anos.

Em vista dos cenários atuais, os refrigerantes classificados como alternativos ou até mesmo naturais como amônia, dióxido de carbono, hidrocarbonetos e derivados, passaram a ganhar atenção em linhas de pesquisa como substitutos aos refrigerantes halogenados.

2.2.1 Seleção de fluidos refrigerantes

A eficiência energética de um refrigerador de Carnot independe do fluido refrigerante utilizado, sendo unicamente função das temperaturas de evaporação e condensação. Por outro lado, as irreversibilidades presentes no ciclo de compressão de vapor real afetam diretamente

o desempenho do sistema e as mesmas apresentam dependência com relação às propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante utilizado. (SMITH *et al.*, 2000; AHAMED *et al.*, 2011)

Para a seleção de refrigerantes devem ser levadas em consideração algumas características operacionais do sistema, dentre elas as temperaturas das fontes de rejeição e absorção de calor.

Recomenda-se que o refrigerante selecionado seja capaz de alcançar a temperatura desejada no evaporador sem apresentar pressão de saturação abaixo da atmosférica. Esta característica evita a entrada de ar e umidade no sistema que podem ocasionar redução do desempenho termodinâmico e possível reação ou emulsificação do óleo lubrificante no compressor. Além disso, os refrigerantes a baixas pressões apresentam elevado volume específico o que leva os equipamentos a apresentarem maior dimensão aumentando o custo capital.

Ainda é desejável que o fluido refrigerante apresente temperatura e pressão crítica maiores do que a da fonte de rejeição de calor para evitar operação em regime transcrito, condição esta que leva a um consumo elevado de energia e elevadas razões de compressão apresentando menor desempenho termodinâmico, quando comparado ao ciclo subcrítico. Adicionalmente, a pressão do vapor na temperatura do condensador não deve ser excessivamente alta, para que os gastos com custo capital e operacional não sejam elevados devido à necessidade de equipamentos que suportem alta pressão (WYLEN *et al.*, 1995)

Estas duas características limitam significativamente as possibilidades de escolha dos fluidos refrigerantes, ficando a seleção final dependente de parâmetros como toxicidade, inflamabilidade, disponibilidade e custo (SMITH *et al.*, 2000).

Uma possibilidade para o aumento da diversidade de opções de fluidos refrigerantes para determinadas condições operacionais é a utilização de misturas. A associação de diferentes fluidos refrigerantes permite ajustar as propriedades termodinâmicas desejadas na mistura resultante, de forma que a mesma possa ser aplicada em condições operacionais nas quais o refrigerante puro seria inviável e ainda pode permitir melhoria de desempenho.

No presente estudo foram selecionados quatro refrigerantes naturais os quais irão compor as misturas binárias avaliadas, que tiveram como refrigerante comum, o dióxido de carbono. Algumas informações sobre estes fluidos refrigerantes serão apresentadas nas próximas seções.

2.2.1.1 Dióxido de Carbono (R-744)

O dióxido de carbono (CO_2) é um refrigerante natural promissor, pois além do baixo impacto ambiental (ODP e GWP iguais a 0 e 1, respectivamente) ainda possui as vantagens de apresentar baixa toxicidade, alta capacidade volumétrica tornando os equipamentos compactos, não é inflamável, apresenta alta compatibilidade com lubrificantes, elevada disponibilidade e baixo custo (RIFFAT et al. 1997; MÜLLER E JOSEPH, 2009).

Apesar das vantagens, este refrigerante possui algumas limitações que fazem com que sua aplicação, sob determinadas condições de operação, seja pouco vantajosa, como, por exemplo, em ciclos transcíticos. Devido à baixa temperatura crítica (aproximadamente 30 °C), dependendo das condições do ambiente de rejeição de calor no condensador, muitos ciclos com um único estágio operam transcendendo a temperatura crítica, o que causa a redução da eficiência do equipamento quando comparado a outros refrigerantes naturais sob as mesmas condições de operação.

A utilização de um sistema de múltiplos estágios, como o ciclo em cascata, pode auxiliar na obtenção de melhor desempenho para o CO_2 quando utilizado no ciclo de baixa temperatura, operando em regime subcrítico (GETU E BANSAL, 2008; MESSINEO E PANNO, 2012).

2.2.1.2 Propeno (R-1270)

Dentre os hidrocarbonetos, os refrigerantes como o propano, propileno e isobutano são os mais utilizados em diversos sistemas de refrigeração pelo mundo (RIFFAT et al. 1997). As misturas de hidrocarbonetos apresentam potencial para substituir refrigerantes com elevado impacto ambiental como os halogenados, porém possuem elevado índice de inflamabilidade tornando sua utilização perigosa e necessitando de um elaborado plano de controle e segurança, aumentando o custo capital do sistema. A associação do propeno ao CO_2 (não inflamável) pode apresentar uma alternativa interessante para a redução da inflamabilidade da mistura tornando sua utilização mais segura.

O propeno (C_3H_6), possui ODP igual a 0 e $\text{GWP} < 20$, valores bem abaixo dos refrigerantes halogenados. É inflamável, possui baixa toxicidade e apresenta alta disponibilidade.

Palm (2008) realizou um levantamento de algumas características termodinâmicas, térmicas e físicas de hidrocarbonetos, como isobutano, propano e propeno e comparou-as com

os refrigerantes R134a e R22. Os hidrocarbonetos apresentaram elevada entalpia de vaporização (aproximadamente o dobro do que os halogenados), necessitando de menor carga de refrigerante do que em relação ao halogenados. Além disso, apresentaram menor viscosidade e maior condutividade térmica, fatores que contribuem para assegurar elevado desempenho com baixo consumo energético.

2.2.1.3 Dimetil Éter (R-E170)

O Dimetil Éter-DME (C_2H_6O) é um refrigerante favorável à substituição aos halogenados, pois apresenta ODP e GWP iguais a 0 e 1, respectivamente; possui baixa pressão de saturação, elevada entalpia de vaporização e baixa toxicidade. Porém, da mesma forma que os hidrocarbonetos, possui elevado índice de inflamabilidade, necessitando de medidas de segurança para operação com este refrigerante. Pode ser encontrado naturalmente em pequenas quantidades no gás natural, ou também pode ser obtido como produto intermediário de processos petroquímicos (ADAMSON, 1998).

Apostol *et al.* (2009) avaliaram a utilização do DME como um substituto aos refrigerantes halogenados. No trabalho, o desempenho do DME foi comparado aos refrigerantes: R12, R134a, R22, Amônia, R404a e R407c. Os resultados mostraram que o DME apresentou melhor desempenho dentre todos os refrigerantes, exceto a amônia que apresentou resultados semelhantes. Os benefícios constatados pela utilização do DME foram uma das menores vazões de refrigerante, menor consumo de energia no compressor e maior desempenho termodinâmico.

A associação deste refrigerante a hidrocarbonetos ou mesmo com o CO_2 resulta em misturas que proporcionam oportunidades de melhorias nas condições operacionais, seja pela redução da pressão de saturação da mistura ou aumento da entalpia de vaporização, além da melhoria no desempenho termodinâmico. (PARK *et al.*, 2007; ONAKA *et al.*, 2008; SARBU, 2014)

2.2.1.4 Amônia (R-717)

A amônia (NH_3) é um dos refrigerantes naturais mais utilizados em refrigeração tanto em ciclos de absorção como em ciclos de compressão de vapor. Apresenta vantagens de possuir baixo custo, alta disponibilidade, alto coeficiente de transferência de calor que proporciona a melhora na eficiência energética dos ciclos, alta temperatura crítica e zero ODP

e GWP. Em contrapartida, apresenta a desvantagem de ser altamente tóxica e inflamável necessitando de elevados investimentos em sistemas de segurança. (DINÇER e KANOGLU, 2010)

Além disso, a amônia apresenta propriedades termo-físicas semelhantes ou melhores do que os HFC's, tornando-a um eficiente substituto. Pearson (2008) mostrou que para um ciclo de compressão de vapor operando com temperaturas de evaporação e condensação de 258 K e 303 K, respectivamente, a amônia apresenta melhor desempenho termodinâmico do que alguns hidrocarbonetos (propano e butano), HFC's e dióxido de carbono. Isso porque a amônia possui elevada entalpia de vaporização, o que reduz a carga de refrigerante e apresenta menor razão de compressão sendo que estes fatores auxiliam para que este refrigerante apresente maior eficiência energética dos que os demais avaliados.

2.2.2 Misturas de refrigerantes

As misturas de refrigerantes podem ser classificadas de acordo com o comportamento que apresentam durante a mudança de fase, podendo ser: azeotrópicas, quase azeotrópicas e não-azeotrópicas ou zeotrópicas (DIDION e BIVES, 1990)

Misturas azeotrópicas são caracterizadas por apresentarem um comportamento semelhante à substância pura, sendo que, à pressão constante, a mudança de fase ocorre de forma isotérmica e a composição do vapor e líquido são iguais. Devido a estas características não é possível separar completamente os componentes desta mistura apenas com uma destilação simples. Já aquelas classificadas como quase azeotrópicas apresentam um comportamento praticamente semelhante às azeotrópicas, no entanto apresentam uma pequena faixa de variação de temperatura durante a mudança de fase. As misturas quase azeotrópicas aumentam a extensão da faixa de possibilidade de seleção dos fluidos refrigerantes em relação às opções de refrigerantes puros. (SARBU, 2014)

As misturas classificadas como não azeotrópicas apresentam composições diferentes das fases líquida e vapor e também há a variação da temperatura durante a mudança de fase realizada a pressão constante. A diferença entre a temperatura do vapor saturado e do líquido saturado de uma mistura não-azeotrópica é conhecida como *glide* de temperatura. No entanto, no caso de vazamentos, a substância mais volátil será perdida em maior quantidade, alterando a composição da mistura e com ela a eficiência do sistema também fica prejudicada. (MOHANRAJ *et al.*, 2009)

Comercialmente, existem disponíveis misturas binárias e ternárias que apresentam os três comportamentos de mudança de fase discutidos, sendo classificadas pela ASHRAE (“*American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*”) como as séries R400 e R500.

Didion e Bives (1990) discutem que a utilização de misturas não azeotrópicas apresenta uma boa oportunidade de aumento da eficiência de ciclos de refrigeração quando as fontes de rejeição e absorção de calor apresentam variação de temperatura entre a entrada e a saída. A Figura 2.6 representa o diagrama T-s de ciclos de refrigeração reversíveis e foi utilizada pelos autores como base para a comparação entre o ciclo com substância pura (A) e um ciclo com mistura não azeotrópica (B) para aplicações em que os fluidos de absorção e rejeição de calor não são isotérmicos (fluido de trabalho), considerando trocadores de calor operando em contracorrente.

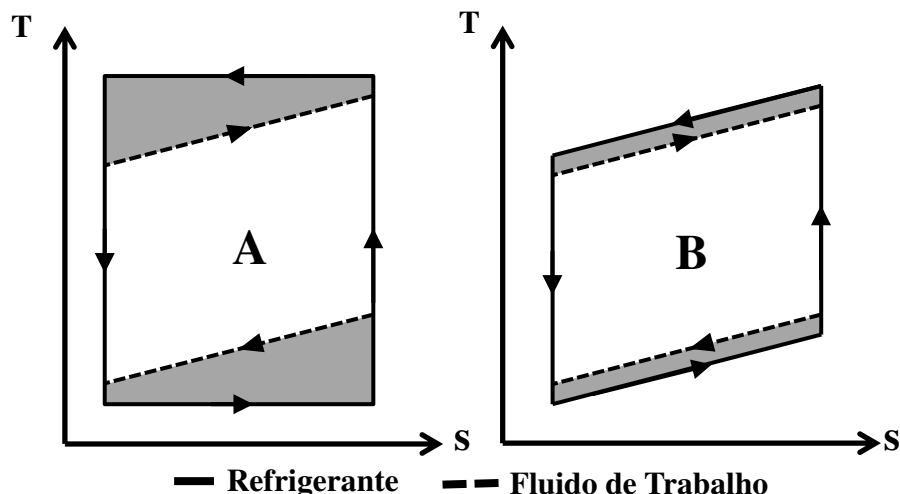


Figura 2.6 Diagrama T-s genérico do ciclo de compressão de vapor operando com (A) refrigerante puro e (B) mistura. (Adaptado: DIDION e BIVES, 1990).

No ciclo B, a utilização com uma mistura em que a variação da temperatura do refrigerante seja semelhante à do fluido que está trocando calor, permite reduzir a diferença de temperatura média entre as correntes. Este efeito leva à redução das irreversibilidades associadas à troca de calor para o ciclo B (mistura não-azeotrópica) do que o ciclo A (substância pura). A variação da composição dos componentes permite a alteração do *glide*, dando às misturas grande versatilidade de aplicações com diferentes condições operacionais.

Nos SRC's, a seleção correta dos refrigerantes que fazem parte das misturas de acordo com a aplicação desejada e também a utilização de misturas com diferentes composições no CAT e CBT, podem proporcionar ganhos expressivos sobre a utilização de substâncias puras, pois permitem melhor adequação às condições de transferência de calor no evaporador, condensador e trocador de calor cascata.

Normalmente, para avaliar o desempenho de ciclos de refrigeração, fixam-se, como referência, as temperaturas em dois pontos do sistema: líquido saturado na saída do condensador e vapor saturado na saída do evaporador. Entretanto, para a comparação de desempenho de sistemas operando com substâncias puras e misturas, os ciclos de refrigeração devem ser avaliados utilizando outras temperaturas de referência. McLinden e Radermacher (1987) propuseram quatro formas de se comparar o desempenho destes sistemas de acordo com a condição em que as temperaturas eram fixas (Figura 2.7 “a”), sendo as mesmas:

Caso A: as temperaturas de entrada do evaporador e de vapor saturado no condensador;

Caso B: as temperaturas de saída do evaporador e condensador;

Caso C: a temperatura média para cada processo de mudança de fase;

Caso D: as temperaturas de saída do evaporador e de vapor saturado no condensador.

Os autores observaram que cada opção gerou um resultado diferente no comportamento do COP dos sistemas em função da variação da composição da mistura, como pode ser observado na Figura 2.7 (b). Desta forma, evidenciou-se que a seleção das temperaturas de referência é um parâmetro que influenciará a escolha da utilização de mistura como benéfica ou não ao desempenho. O caso escolhido para o presente trabalho foi o “A” em que a curva do COP apresentou um comportamento em forma parábola com ponto de máximo mantendo-se fixas as temperaturas de entrada do evaporador e de vapor saturado no condensador.

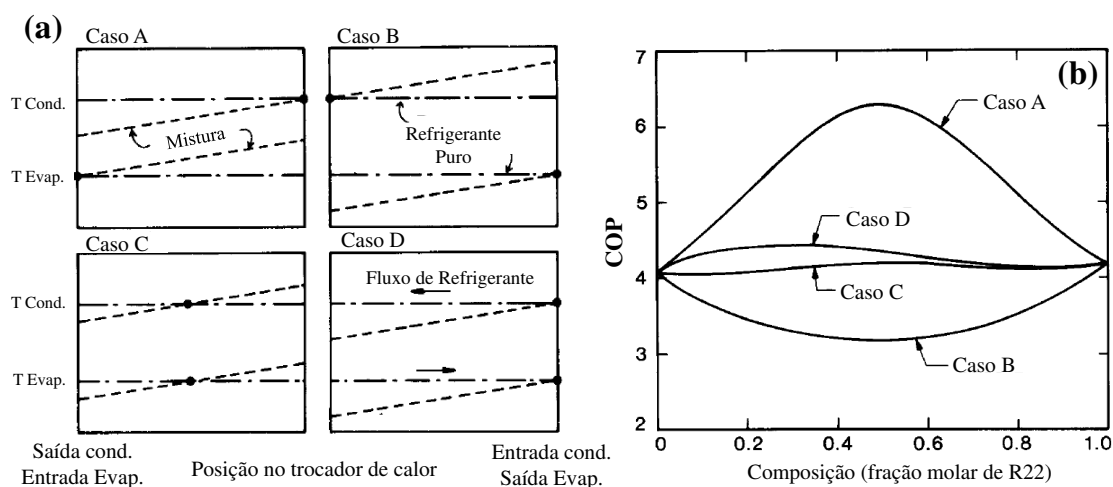


Figura 2.7 Diagramas: (a) dos casos avaliados por McLinden e Radermacher (1987) e (b) comportamento do COP em função da fração molar do R22 para mistura de R22/R114. (Adaptado: MCLINDEN e RADERMACHER, 1987).

2.3 Desempenho termodinâmico

O desempenho termodinâmico dos ciclos de refrigeração pode ser avaliado levando em consideração tanto a Primeira como a Segunda Leis da Termodinâmica. A Primeira Lei avalia o sistema sob o ponto de vista energético analisando os fluxos de entrada e saída de energia. Já a Segunda Lei, tendo como base um balanço de entropia associado a uma análise exérgica, permite verificar a qualidade dos fluxos de energia no sistema e quais são as principais fontes de degradação da qualidade dessa energia. Ambos os desempenhos serão utilizados para a análise termodinâmica dos sistemas avaliados no presente trabalho.

2.3.1 Análise energética – Primeira Lei

A análise energética é o método tradicionalmente utilizado para avaliação do uso da energia no processamento físico e/ou químico de materiais e na transferência ou conversão de energia. Comumente a análise do desempenho dos sistemas é feita com base na Primeira Lei da Termodinâmica (PLT), que tem como princípio a conservação de energia. Esta análise nada mais é que a contabilização dos fluxos de energia de entrada e saída da fronteira do sistema, enquanto que a eficiência termodinâmica do sistema normalmente é representada com base na razão entre quantidades de energia classificadas como “produtos” (saídas) e “combustíveis” (entradas). (ROSEN e DINÇER, 2013)

O parâmetro de desempenho termodinâmico baseado na PLT que é utilizado para avaliação de sistemas de refrigeração é conhecido como coeficiente de desempenho (COP do inglês – “*Coefficient of Performance*”). O COP é definido como a razão entre a energia obtida como produto pela somatória das forças motrizes do sistema, sendo o mesmo um fator adimensional. No caso de sistemas de refrigeração em que o produto de interesse é a absorção de calor do meio representada pela carga térmica do evaporador (\dot{Q}_{evap}) e como a força motriz para os ciclos de compressão é a energia suprida aos compressores (\dot{W}) o COP resume-se pela Equação 2.1

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Força motriz consumida}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\sum \dot{W}} \quad (2.1)$$

Quanto maior o COP, mais eficaz é o sistema de refrigeração e menor é o consumo de energia. Assim, a análise deste parâmetro é importante no desenvolvimento de alternativas para ciclos de refrigeração com o objetivo de elevar a eficiência energética dos mesmos.

Entretanto, a análise energética não é capaz de estimar quão próximo da idealidade o sistema se apresenta. Em um processo real há a degradação da energia por meio de irreversibilidade inerentes a cada etapa do ciclo ou de interações por meio de troca de calor e massa com o ambiente, o que faz com que o sistema se afaste da idealidade. (ROSEN E DINÇER, 2013). O balanço energético não fornece informações sobre a degradação da energia consumida ao longo do processo e também não avalia a qualidade dos fluxos de energia e matéria que circulam pelo sistema. Para tal análise é necessária a avaliação do sistema sob o ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica, por meio da avaliação da geração de entropia (irreversibilidades), tendo como ferramenta a análise exérgica.

2.3.2 Análise exérgica – Segunda Lei

A análise exérgica é baseada na Segunda Lei da Termodinâmica, permitindo a identificação das causas, localização e a magnitude das irreversibilidades associadas ao processo que não são possíveis pela análise energética. Pela análise da PLT, devido à propriedade conservativa da energia, define-se que 1 kJ de eletricidade apresenta o mesmo potencial energético de 1kJ de vapor, contudo a qualidade da energia envolvida em cada um deles se diferencia sendo mais precisamente avaliada pelo auxílio da análise exérgica (BEJAN, 1996).

Um benefício da utilização da exergia para a avaliação de processos é que a mesma, diferentemente da energia, pode ser destruída. Esta característica auxilia a compreensão de quais processos ou equipamentos nos quais a energia suprida ao sistema está sendo degradada, possibilitando ao profissional a tomada de medidas para redução das mesmas. A Tabela 2.1 compara algumas características relacionadas à energia e exergia.

A exergia pode ser definida como o máximo trabalho teórico obtido ao trazer um sistema de um estado inicial até o equilíbrio com relação a um ambiente de referência por meio de um processo reversível em que só haja transferência de calor com relação ao ambiente a T_0 . (HINDERINK et al., 1996). Para se quantificar a magnitude do trabalho teórico que seria obtido é necessário definir este ambiente de referência, o qual representará o

estado em que um sistema apresentará exergia igual à zero. O subscrito “0” será utilizado para definir as propriedades do ambiente de referência.

Tabela 2.1 Comparação entre as características envolvidas a energia e exergia. (Adaptado: ROSEN e DINÇER, 2013; ÇENGEL et al., 2002)

Energia	Exergia
Dependente dos parâmetros de fluxo de matéria e energia e independente dos parâmetros do ambiente de referência	Dependente tanto dos parâmetros de fluxo de matéria e energia como do ambiente de referência
Apresenta valores diferentes de zero, mesmo em equilíbrio com o ambiente	É igual a zero quando se encontra em equilíbrio com o ambiente de referência
É sempre conservada nos processos e não pode ser destruída ou mesmo produzida	É sempre conservada em processos reversíveis, contudo em processos reais pode ser destruída devido às irreversibilidades existentes
Medida de quantidade apenas	Medida de quantidade e qualidade

Recomenda-se que o ambiente de referência adotado não apresente irreversibilidades ou reações químicas e que atue como um sistema infinito em que trocas de calor e material com o ambiente não provoquem alterações nas condições de temperatura (T_0) e pressão (P_0) do mesmo. (ROSEN e DINÇER, 2013). Normalmente, o ambiente de referência é assumido com relação às condições ambientais atmosféricas, sendo a T_0 de 25°C e P_0 de 101,325 kPa. Estas condições também foram utilizadas como ambiente de referência para cálculos do presente trabalho.

A exergia pode ser determinada para um sistema isolado ou também pode estar associada ao fluxo de matéria de uma corrente, sendo que neste último caso recebe a denominação de exergia de fluxo.

A exergia de fluxo (e) de uma corrente pode ser determinada pela soma das parcelas de exergia física (e^{fis}), química (e^{quim}), cinética (e^{cin}) e potencial (e^{pot}), conforme expresso pela equação 2.2. As duas últimas parcelas, referentes às energias cinética e potencial, foram consideradas desprezíveis para as análises do presente trabalho. As parcelas física e química apresentam papel importante na contabilização das irreversibilidades do processo e cada qual apresenta critérios próprios de cálculo que serão brevemente introduzidas nos seguintes itens.

$$e = e^{fis} + e^{quim} + e^{cin} + e^{pot} \quad (2.2)$$

2.3.2.1 Exergia Física

A exergia física é definida como o máximo trabalho obtido ao trazer um sistema de um estado a T e P qualquer para o equilíbrio com relação às condições do ambiente de referência a T_0 e P_0 por meio de processos puramente físicos. (QUEROL *et al.*, 2013)

A Equação 2.3 comumente é utilizada para o cálculo da parcela da exergia física de fluxo de uma corrente, a qual deve ser avaliada com relação ao ambiente de referência.

$$e^{fis} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.3)$$

Os termos h_0 e s_0 representam respectivamente a entalpia e a entropia da corrente avaliada nas condições do ambiente de referência, enquanto que h e s denominam a entalpia e entropia da corrente em seu estado inicial.

2.3.2.2 Exergia química

Segundo Dinçer e Rosen (2013), exergia química é definida como o máximo trabalho obtido quando uma corrente é trazida de um estado inicial até um estado em que a mesma apresente composição, bem como temperatura e pressão, semelhantes ao estado de referência. A contabilização da exergia química é importante quando existem reações químicas, mistura de componentes e mudança de fase de sistemas multicomponentes no volume de controle analisado.

A exergia química ($e^{quím}$) de uma corrente composta por k substâncias pode ser expressa de maneira simplificada pela Equação 2.4 (QUEROL *et al.*, 2013; DINÇER E ROSEN, 2013).

$$e^{quím} = \sum x_k e_k^{quím} + RT_0 \sum x_k \ln(x_k) \quad (2.4)$$

Em que x_k representa a composição molar do componente k ; $e_k^{quím}$ é a exergia química padrão do componente k , R a constante universal dos gases e T_0 a temperatura do ambiente de referência.

O primeiro termo do lado direito da igualdade representa a exergia química referente à natureza química dos compostos presentes na corrente, sendo $e_k^{quím}$ estimado ou

normalmente encontrado em tabelas, enquanto que o segundo termo representa a exergia química de mistura dos componentes.

Em um volume de controle no qual as espécies químicas permanecem inalteradas havendo apenas a mudança da composição entre as entradas e saídas, o balanço exerético resume-se à contribuição apenas da parcela referente a exergia de mistura, pois a exergia química (referente ao primeiro termo da equação) tende a se anular.

No presente trabalho, o SRC que utiliza tanque *flash* e misturador, caracteriza-se por ser constituído por volumes de controle nos quais as composições das correntes podem variar, sendo necessária a contabilização da parcela referente à exergia química para o balanço exerético total.

2.3.2.3 Destruição de exergia e eficiência exerética

Um dos parâmetros de desempenho termodinâmico utilizados para análise exerética dos sistemas do presente trabalho foi a taxa de destruição de exergia (\dot{e}_D). A mesma pode ser calculada com base no balanço exerético de um volume de controle operando em estado estacionário e pode ser resumida pela Equação 2.5.

$$\dot{e}_D = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \sum \dot{W} + \sum \dot{m}_{ent} e_{ent} - \sum \dot{m}_{sai} e_{sai} \quad (2.5)$$

Em que:

$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}$ representa os fluxos de exergia associados a transferência de calor do ou para o volume de controle, sendo T a temperatura e \dot{Q} a taxa de transferência de calor;

$\sum \dot{W}$ está associado à taxa de transferência de exergia referente aos diferentes fluxos de trabalho (\dot{W}) entrando ou saindo do volume de controle;

$\sum \dot{m}_{ent} e_{ent} - \sum \dot{m}_{sai} e_{sai}$ relacionam-se à contabilização das exergias de fluxo associadas aos fluxos mássicos (\dot{m}) de entrada (*ent*) e saída (*sai*) do volume de controle.

Outro parâmetro utilizado nas análises foi a eficiência exerética (η_{ex}), que da mesma forma que o COP, pode ser determinada de forma genérica pela razão entre a exergia recuperada do sistema pela exergia fornecida, de acordo com a equação 2.6.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergia Recuperada}}{\text{Exergia Fornecida}} \quad (2.6)$$

CAPÍTULO 3 . Revisão Bibliográfica

No presente capítulo serão analisados os trabalhos da literatura que foram relevantes para a realização desta dissertação. A revisão foi dividida em duas frentes: uma tratando de sistemas de refrigeração em cascata apresentando os recentes avanços, tendências e oportunidades de avaliação, enquanto que a outra trata da utilização de misturas de refrigerantes em ciclos de refrigeração, em especial sua utilização em sistemas de refrigeração em cascata.

3.1 Sistemas de refrigeração em cascata

O sistema de refrigeração em cascata foi introduzido no Capítulo 2, sendo apresentadas brevemente algumas informações sobre a configuração e operação destes sistemas. A faixa de temperatura e setores em que este sistema pode ser utilizado é ampla, sendo aplicado comercialmente para temperaturas de -20 °C em sistemas de refrigeração de supermercados (SANCHEZ *et al.*, 2017, SILVA *et al.*, 2012), armazenamento ou congelamento de alimentos em torno de -30 a -50 °C (CHAKRAVARTHY *et al.*, 2011), preservação biomédica ou reações na indústria farmacêutica numa faixa de -40 a -70 °C (RAJMANE, 2016), em indústrias petroquímicas, como na produção de etileno (ZHANG e XU, 2011) em que as temperaturas podem atingir -100 °C , ou na liquefação de gases atmosféricos e do gás natural em que são encontrados sistemas cascata com três estágios, sendo que as temperaturas de evaporação podem ser menores que -150 °C .

A presença de estágios que operam de forma independente fornece grande versatilidade aos sistemas cascata permitindo a associação de ciclos de refrigeração com princípios de operação iguais, como no caso de ciclos de compressão de vapor, ou diferentes, como por exemplo a associação de um ciclo de absorção e compressão de vapor.

Neste sentido, alguns trabalhos estão sendo realizados avaliando sistemas de absorção-compressão para aplicações que necessitem de baixas temperaturas de evaporação e que apresentem a disponibilidade de calor residual de processo ou pela utilização de energias renováveis, como no caso de energia solar como força motriz para o sistema de absorção. A

avaliação da utilização de diferentes pares de refrigerantes (FERNÁNDEZ-SEARA *et al.*, 2006; CIMSIT e OZTURK, 2012) e de modificações no sistema de refrigeração por absorção ou compressão (XU *et al.*, 2015; MOHAMMADI e AMERI, 2016) tem sido foco de pesquisas com relação a esta configuração de SRC.

Jain *et al.* (2015) e Patel *et al.* (2017) compararam a utilização de sistemas em cascata de absorção-compressão com sistemas compressão-compressão. O sistema absorção-compressão apresentou menor consumo de energia elétrica, uma vez que um dos ciclos de compressão de vapor, que utiliza esta fonte de energia primária, foi substituído por um ciclo de absorção que reaproveita energia térmica residual. No entanto, os sistemas de refrigeração por absorção apresentam maior complexidade e custo capital devido ao maior número de equipamentos no ciclo.

Os ciclos de compressão de vapor apresentam vantagens de apresentar baixo custo para uma ampla faixa de capacidade de refrigeração, elevada gama de possibilidade de escolhas de refrigerantes, fácil operação e manutenção. Os sistemas de refrigeração em cascata compostos por dois ou mais ciclos de compressão de vapor são a configuração mais comumente encontrada na literatura. Estes sistemas apresentam grande diversidade de variáveis que podem ser avaliadas para maximização do desempenho. As condições operacionais e combinação de diferentes refrigerantes nos ciclos de alta e baixa temperatura são os principais focos de pesquisas atualmente.

A utilização de refrigerantes halogenados puros como o R134a, R404a, R152a no ciclo de alta temperatura e R23 no ciclo de baixa temperatura, foram avaliadas sob o ponto de vista energético e exergético por Ponsankar *et al.* (2017). Os autores verificaram que o maior COP e a maior eficiência exergética, foram obtidos pela utilização dos refrigerantes R134a-R32. Além disso, verificaram que o aumento da temperatura de evaporação e redução da temperatura de condensação promove o aumento do COP do sistema e reduzem a destruição de exergia. Outro fator avaliado foi a diferença de temperatura entre as correntes no trocador de calor cascata, em que constataram que o aumento desta, resulta na redução do COP do sistema.

Sun *et al.* (2016) avaliaram um sistema cascata sob a perspectiva da substituição do fluido refrigerante (*drop in*). Para tanto, foi realizada a comparação entre sistemas cascata operando com R404a no CBT e propuseram a adoção do R41 como um substituto ao R23 no CAT. Os resultados mostraram que o COP e a eficiência exergética do sistema operando com R41-R404a foram maiores do que os do outro refrigerante avaliado.

O sistema de refrigeração em cascata também foi analisado como substituto ao ciclo de compressão de vapor de único estágio. Silva *et al.* (2012) avaliaram a utilização de um SRC empregando R404a no CAT e CO₂ no CBT como alternativa a um sistema de refrigeração de compressão de vapor de único estágio operando com R22 ou R404a, utilizado para refrigeração em supermercados. O SRC proporcionou a redução em cerca de 60% da carga total de refrigerante deste equipamento com relação ao sistema de único estágio. Este resultado auxiliou na redução dos custos com a carga e em caso de vazamentos menores serão as emissões destes refrigerantes para a atmosfera. Ainda outro efeito benéfico proporcionado pela menor carga de refrigerante é a redução das dimensões dos equipamentos do ciclo tornando-o compacto e apresentando menor custo capital. Este sistema também auxiliou na redução do consumo de energia elétrica que variou de 12 a 18% com relação aos ciclos de único estágio. Estes resultados foram obtidos mediante a escolha correta dos refrigerantes que seriam utilizados em cada estágio do sistema em cascata.

O dióxido de carbono é um refrigerante natural que foi amplamente utilizado no início das tecnologias de refrigeração e vem ganhando prestígio atualmente nas linhas de pesquisa em vista do baixo impacto ambiental e pelas suas características termodinâmicas. Em decorrência da baixa temperatura crítica, este refrigerante normalmente é utilizado em sistemas de refrigeração em cascata no ciclo de baixa temperatura operando em regime subcrítico (BANSAL, 2012). Além do CO₂, outros refrigerantes naturais estão sendo amplamente avaliados em SRC's ,tendo o desempenho comparado aos de refrigerantes halogenados.

Messineo e Panno (2012) estudaram a influência da combinação de diferentes refrigerantes em um ciclo em cascata além das temperaturas de evaporação, condensação, superaquecimento, sub-resfriamento e diferença de temperatura no trocador cascata, no desempenho do equipamento. No estágio de baixa temperatura foi utilizado o dióxido de carbono puro, enquanto que no de alta temperatura foram avaliados os refrigerantes: amônia, propano, butano, R404a, R410a e R134a. A menor diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação, o sub-resfriamento da corrente de saída do condensador e a menor diferença de temperatura no trocador cascata, proporcionaram o aumento do COP do ciclo. Os autores concluíram também que dentre as associações de refrigerantes estudadas, o par que apresentou maior desempenho foi o de dióxido de carbono e amônia e que os refrigerantes naturais apresentaram menor vazão mássica do que os refrigerantes halogenados.

Getu e Bansal (2008) avaliaram o desempenho de um sistema em cascata com diferentes refrigerantes (etanol, amônia, propano, propeno e R404a) no estágio de alta

temperatura e com dióxido de carbono no estágio de baixa temperatura. Desta avaliação, a amônia foi o refrigerante que apresentou menor vazão mássica e um dos maiores desempenhos do ciclo, ficando abaixo apenas do etanol, segundo as mesmas condições de operação do sistema.

Os autores selecionaram os refrigerantes amônia-dióxido de carbono para uma avaliação da influência no COP do ciclo com relação às temperaturas de evaporação e condensação para ambos os estágios, além do grau de superaquecimento ou sub-resfriamento das correntes e a diferença de temperatura no trocador em cascata. Os resultados mostraram que quanto maior a diferença entre a temperatura de evaporação do estágio de baixa temperatura e a de condensação do estágio de alta temperatura, menor o desempenho energético do sistema.

Além disso, foi possível concluir que o superaquecimento da corrente de saída dos evaporadores proporciona uma diminuição do COP do ciclo, enquanto que o sub-resfriamento das correntes de saída dos condensadores promove o aumento do desempenho. Quanto menor a diferença de temperatura existente no trocador cascata, maior será o COP, mas para diferenças muito pequenas há a necessidade de utilização de um trocador de calor com grande área de troca térmica, aumentando o custo capital do sistema.

A utilização da amônia no CAT e CO₂ no CBT tem atraído atenção em linhas de pesquisa por apresentarem resultados promissores com elevado desempenho energético em SRC's, por serem refrigerantes com baixo impacto ambiental e por apresentarem elevada disponibilidade.

Messineo (2012) comparou o COP de um sistema de refrigeração em cascata com NH₃-CO₂ com relação a um ciclo de injeção de vapor de dois estágios operando com R404a. O autor constatou que elevadas temperaturas de condensação e reduzidas temperaturas de evaporação proporcionaram maior COP para o sistema cascata. No entanto, houve condições operacionais em que o desempenho de ambos os sistemas se igualaram.

Bingming *et al.* (2009) compararam o COP de um ciclo de compressão de vapor de único estágio e um ciclo de dois estágios, ambos operando com amônia, com relação a um SRC com NH₃-CO₂. Verificaram que para a faixa de temperatura de evaporação avaliada o SRC apresentou um COP de 25 a 50% maior do que o ciclo de único estágio. No entanto com relação ao ciclo de amônia com dois estágios, o SRC apresentou um COP praticamente semelhante sendo que para temperatura de evaporação de -40 °C, ambos os sistemas apresentaram o mesmo desempenho termodinâmico. Para temperaturas menores do que esta, o SRC apresentou melhor desempenho do que o ciclo de dois estágios.

Lee *et al.* (2006) avaliaram um sistema de refrigeração em cascata operando com NH₃-CO₂ para a determinação da temperatura ótima de condensação do ciclo de baixa temperatura. No trabalho os autores levaram em consideração a alteração da eficiência isoentrópica dos compressores com base na variação da razão de compressão por meio de equações empíricas obtidas da literatura. Segundo os autores, a temperatura de condensação do CBT representa uma variável importante para o projeto de SRC's com elevada eficiência energética. Sua manipulação promoveu a distribuição do trabalho e irreversibilidades entre os ciclos do sistema em cascata, permitindo obter uma condição que maximize o COP. Além disso, considerar a eficiência isentrópica variável para o SRC permitiu aproximar o comportamento do sistema teórico com relação aos dados experimentais comparados.

A relevância da temperatura de condensação do CBT foi avaliada experimentalmente por Dopazo e Fernández-Seara (2011). O sistema experimental utilizava amônia no CAT e CO₂ no CBT. Os autores verificaram que de acordo com as temperaturas de condensação do CAT e de evaporação do CBT, houve diferentes temperaturas de condensação do CBT que maximizaram o COP do sistema estudado.

Os autores ainda compararam o desempenho termodinâmico do sistema cascata com relação a um sistema experimental de duplo estágio com injeção de vapor operando com amônia. A utilização da amônia para aplicações abaixo de -35 °C não se torna interessante uma vez que a mesma apresentaria pressão de saturação abaixo da atmosférica, correndo risco de admissão de ar para o interior do equipamento e proporcionando elevadas razões de compressão. Os autores verificaram que para temperaturas de evaporação de -40 °C ou menores, o sistema de refrigeração em cascata apresentou um COP cerca de 19 % maior do que o sistema comparado.

Uma opção para a melhoria do COP do SRC, além dos parâmetros discutidos, seria a utilização de ciclos alternativos no CAT ou CBT. Como comentado no Capítulo 2, no presente trabalho foram escolhidos dois ciclos alternativos para fazer parte dos SRC, sendo o ciclo de compressão com trocador de calor interno que será denominado pela sigla SRC-IHX e o ciclo de compressão com tanque *flash* e injeção de vapor representado pela sigla SRC-FTVI. Cada um destes sistemas serão tratados na seções seguintes sendo apresentado as principais referências utilizadas como base para o presente trabalho.

3.1.1 Sistemas cascata com FTVI

As técnicas associadas à injeção de refrigerante podem ser divididas de acordo com o estado físico em que o refrigerante é injetado, sendo normalmente encontradas em trabalhos na literatura as técnicas de injeção de vapor, líquido ou de uma mistura de líquido-vapor.

Quando ciclos de compressão de vapor de único estágio apresentam elevadas razões de compressão, pode haver o superaquecimento excessivo da corrente de descarga do compressor causando danos a este equipamento e à integridade do óleo lubrificante. Nestes casos é recomendável a utilização da técnica de injeção de refrigerante, seja a mesma feita entre estágios de compressão ou por uma porta de injeção auxiliar presente no próprio compressor utilizado.

Zlatanovic e Rudonja (2012) realizaram uma avaliação experimental a respeito da técnica de injeção de líquido em um sistema de refrigeração de amônia industrial utilizado em uma fábrica de produtos congelados. O sistema consistia de 3 subciclos que geravam utilidade fria a diferentes temperaturas para os setores da fábrica; a injeção de líquido era feita entre os estágios de compressão. Os autores concluíram que a utilização da injeção de líquido proporcionou a redução da temperatura de descarga, sendo a utilização justificável para a indústria quando este efeito proporciona aumento da eficiência do compressor do ciclo de alta pressão e do desempenho do sistema.

Lee *et al.* (2015) compararam os efeitos proporcionados pela injeção de vapor ou líquido em um sistema de refrigeração com dois estágios operando com refrigerante R22. A injeção de líquido proporcionou menor temperatura de descarga do que a utilização da técnica de injeção de vapor, no entanto esta última apresentou a menor vazão no evaporador, bem como na vazão total. A utilização da técnica de injeção de vapor é amplamente estudada em sistemas de refrigeração e bombas de calor, sendo que a configuração escolhida para o presente trabalho foi a utilização de um tanque *flash* após a primeira válvula de expansão para separação de fases.

Heo *et al.* (2010) compararam experimentalmente 4 configurações de injeção de vapor para bomba de calor, dentre elas a utilização do tanque *flash*, tendo como fluido refrigerante o R410a. Os parâmetros avaliados foram a frequência do compressor e a razão de injeção de refrigerante. O ciclo com tanque *flash* apresentou a maior capacidade de aquecimento, no entanto o COP dos 4 sistemas apresentaram valores similares entre si nas condições avaliadas.

Shuxue *et al.* (2013) compararam experimentalmente o desempenho de um sistema de injeção de vapor com tanque *flash* operando com R32 ao de um ciclo de refrigeração de único

estágio. Três condições operacionais foram avaliadas, sendo de refrigeração, aquecimento e para condições fixas de temperatura e fluxo de água fornecida ao sistema. Os autores verificaram que o sistema de injeção de vapor apresentou reduções na temperatura de descarga que variaram de 10 a 20 °C com relação ao ciclo de único estágio. Concluíram também que o desempenho dos sistemas no modo de refrigeração ou aquecimento pode ser beneficiado ou não dependendo da razão de vapor injetada. Para o sistema avaliado, a injeção de vapor ótima variou de 12 a 16% havendo um incremento de 4% no COP para o modo de refrigeração e de 9% na capacidade de aquecimento.

Com relação aos benefícios que o uso do da injeção de vapor pode proporcionar aos sistemas de refrigeração cascata (SRC-FTVI), poucas fontes são encontradas na literatura aberta.

Roh e Kim (2014) estudaram o desempenho de uma bomba de calor/refrigerador em cascata com injeção de vapor nos dois ciclos do sistema e ambos operavam com R404a. A técnica de injeção de vapor avaliada foi a separação de parte da vazão de líquido saturado vinda do condensador que foi expandida e enviada para um trocador de calor com o intuito de subresfriar o restante da corrente de líquido. As capacidades de aquecimento e de refrigeração aumentaram em 12 e 6,1 %, respectivamente, com relação ao sistema sem injeção de vapor. Entretanto o COP de aquecimento e refrigeração apresentaram, respectivamente, uma redução de 6,5 e 11%. Os autores discutem que devido à baixa diferença de temperatura existente entre o evaporador e condensador, o sistema sem injeção de vapor já apresentava elevado desempenho termodinâmico e devido a baixas razões de compressão a utilização da injeção de vapor se torna menos efetiva do que em sistemas com elevadas razões de compressão (> 6). Ainda propõem, que para condições em que a diferença ultrapasse 100 °C os benefícios desta técnica seriam maiores do que o sistema atual.

Mossaffa *et al.* (2016) realizaram uma avaliação exergoeconômica de um SRC operando com NH₃ no CAT e CO₂ no CBT. Duas configurações de sistemas foram avaliadas: uma apresentava tanque *flash* com injeção de vapor em ambos os ciclos e outra o tanque *flash* estava presente no CAT e um *flash intercooler* foi considerado no CBT. Os dois sistemas foram otimizados levando em consideração dois cenários, um a maximização do desempenho termodinâmico e outro a minimização do custo do sistema. O COP do sistema com FTVI nos dois ciclos do SRC apresentou maior COP, sendo que o resultado das otimizações termodinâmica e econômica mostraram que o custo anual deste sistema foram 11,2 e 11,9% menores do que o que utilizava o *flash intercooler*, respectivamente.

3.1.2 Sistemas cascata com IHX

A utilização do IHX normalmente é indicada como proteção da integridade dos componentes do sistema, principalmente por garantir que a alimentação do compressor seja feita completamente com vapor, podendo também gerar um aumento do desempenho termodinâmico do ciclo (LLOPIS *et al.*, 2015).

O impacto do uso do IHX no desempenho termodinâmico pode ser positivo ou negativo dependendo das propriedades dos fluidos refrigerantes utilizados e também com relação às condições operacionais do sistema (BABILONI *et al.*, 2015). Com o objetivo de prever se o uso do IHX seria benéfico ou não, alguns autores desenvolveram modelos teóricos para avaliação destes sistemas sobre diferentes condições operacionais e fluidos refrigerantes.

Domanski *et al.* (1994) avaliaram teoricamente os efeitos do IHX sobre o COP comparando-o a um ciclo VCC para 29 fluidos refrigerantes operando em diferentes condições de temperatura de evaporação e condensação. Para tanto, os autores consideraram compressão isentrópica e comportamento de gás ideal na modelagem dos sistemas. As capacidades caloríficas das correntes de líquido e vapor saturado foram levantadas como os fatores que mais influenciam os ganhos no COP pela utilização do IHX. Para os fluidos refrigerantes que apresentavam a fase vapor com elevado calor específico foram observados os maiores ganhos no COP chegando a 50% para IHX com 100% de efetividade, enquanto que aqueles que apresentavam baixo calor específico observaram reduções do COP.

Com relação às condições operacionais foi possível constatar que para reduzidas temperaturas de evaporação e elevados *lift* de temperatura (diferença entre a temperatura do condensador e evaporador de um ciclo) maiores eram os ganhos no COP pela utilização do IHX.

O método alternativo desenvolvido por Klein *et al.* (2000) levando em consideração que a variação de pressão é desprezível no IHX, determinou um fator adimensional utilizado para verificação do benefício ou não do uso do trocador interno. Este fator adimensional leva em consideração o calor específico do líquido, a entalpia de vaporização e a temperatura crítica do refrigerante. Quanto menor o valor do fator, maior é o efeito do IHX no ganho do COP. Além disso os autores verificaram resultados semelhantes aos obtidos por Domanski *et al.* (1994) com relação à temperatura de evaporação e *lift* de temperatura.

A avaliação dos impactos do IHX tem sido estudada para diferentes fluidos refrigerantes e em grande maioria levam em consideração o ciclo de único estágio. Foram encontradas na literatura aberta duas configurações que avaliaram os efeitos do emprego do

IHX em sistemas em cascata (SRC-IHX), nas quais consideravam que o trocador estava somente no CBT ou em ambos os ciclos.

Llopis *et al.* (2016) avaliaram experimentalmente o efeito da utilização do IHX no CBT de um sistema em cascata operando com R134a no CAT e CO₂ no CBT. Dentre as variáveis analisadas, verificaram que o uso do IHX proporcionou uma redução na vazão de refrigerante que variou de 4 a 6 % com relação ao ciclo sem IHX. Este efeito deve-se à redução da entalpia da corrente de alimentação do evaporador proporcionada pelo sub-resfriamento da corrente de líquido vinda do condensador. Os autores ainda relacionaram a redução do trabalho de compressão como consequência da menor vazão de refrigerante. Tais efeitos proporcionaram um ganho máximo no COP do sistema de cerca de 4% para temperaturas de evaporação e condensação de -35 e 40 °C, respectivamente.

Bhattacharyya *et al.* (2005, 2007) avaliaram teoricamente a utilização de IHX nos dois ciclos de um SRC operando com CO₂ no CAT em regime transcrito e propano no CBT, considerando os efeitos de refrigeração e aquecimento simultaneamente. Um dos parâmetros de análise foi a influência da efetividade dos trocadores no COP e eficiência exergética do sistema. Observaram que a efetividade proporcionou ao ciclo de CO₂ transcrito um ganho mais significativo no COP e eficiência exergética do que com relação a efetividade do trocador do ciclo com propano, sendo sua utilização considerada negligenciável.

No mesmo estudo os autores realizaram a otimização do SRC avaliado. No entanto a efetividade do IHX foi mantida constante em 60%. A partir da regressão dos dados da otimização foi possível obter modelos teóricos para prever a temperatura de condensação do CBT ótima, bem como o COP máximo do sistema em função das temperaturas de evaporação e condensação CBT, temperatura de saída do CO₂ no *gas cooler* e aproximação mínima das temperaturas nos trocadores de calor cascata e *gas cooler*.

Um SRC semelhante foi avaliado por Dubey *et al.* (2014), no qual foi utilizado CO₂ no CAT em condição transcrito e propano no CBT, estando presente o IHX em ambos os ciclos. A partir da análise paramétrica verificaram um comportamento semelhante ao de Bhattacharyya *et al.* (2005), sendo que a variação da efetividade do trocador de calor interno proporcionou maiores ganhos no COP do ciclo de CO₂ transcrito. O SRC também foi otimizado e com base nos resultados foram gerados modelos teóricos para cálculo da temperatura de condensação do CBT, da razão entre as vazões de refrigerante no CAT e CBT e COP máximo em função das temperatura de evaporação do CBT, de condensação do CAT e diferença entre as temperaturas das correntes no trocador cascata. Contudo, não foi informada a efetividade do IHX tampouco se o mesmo foi considerado nestas otimizações.

3.2 Misturas de refrigerantes

Dentre os focos das linhas de pesquisa sobre fluidos refrigerantes há a busca pela substituição dos refrigerantes halogenados por aqueles que apresentem baixo ODP e GWP e que ainda proporcionem desempenho semelhante ou melhor do que em relação aos primeiros.

Granryd (2001) realizou uma revisão sobre a utilização de hidrocarbonetos e DME como possíveis substitutos a refrigerantes halogenados. Dentre as características avaliadas estão as propriedades termodinâmicas, condições operacionais e desempenho do ciclo operando com estes refrigerantes. O autor propõe a utilização de propano e propeno como substitutos ao R22 em refrigeradores comerciais.

Na revisão feita por Palm (2008) foi realizada uma comparação entre as propriedades termodinâmicas e físicas de hidrocarbonetos como o isobutano, propano e propeno em comparação ao R134a, R22 e amônia. Os hidrocarbonetos apresentam entalpia de vaporização maior dos que os halogenados e menor com relação a amônia. Esta característica é interessante, pois o sistema apresentará menor carga de refrigerante para um mesmo efeito de refrigeração, necessitando de equipamentos de menor dimensão. Além disso, apresentam alta condutividade térmica e baixa viscosidade, características interessantes para alcançar elevado coeficiente de transferência de calor nos trocadores e baixo consumo de energia.

Apostol *et al* (2009) simularam um VCC operando com DME e compararam os resultados obtidos ao de alguns refrigerantes puros (R12, R134a, R22 e amônia) e algumas misturas não azeotrópicas (R404a e R407c). O DME apresentou um dos maiores COP's do que em relação aos demais refrigerantes, ficando próximo aos resultados obtidos para amônia. Os autores ainda discutem que o DME poderia ser utilizado como um eficiente substituto aos refrigerantes R12 e R134a.

Além dos refrigerantes alternativos puros, suas misturas também estão sendo avaliadas com o objetivo de melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração. A associação de dois ou mais refrigerantes permite o ajuste das propriedades que são mais desejáveis, resultando em uma mistura com propriedades termodinâmicas melhores do que o refrigerante puro. (SARBU, 2014)

Mohanraj *et al.* (2011), em revisão, apresentaram os desenvolvimentos a respeito da utilização de misturas em sistemas de refrigeração e bombas de calor, sendo que uma das classes avaliadas foram as misturas contendo CO₂. A combinação do CO₂ a outros refrigerantes permitem contornar as desvantagens da baixa temperatura crítica e solidificação, aumentando a aplicabilidade e desempenho deste refrigerante.

O desempenho termodinâmico de uma bomba de calor operando misturas de CO₂ com butano ou isobutano foi comparado a de refrigerantes halogenados (R114, R123 e R142b) por Fan *et al.* (2014). Para tanto a fração mássica de CO₂ na mistura foi variada dentro de limites pré-estabelecidos pelos autores. As misturas que apresentaram o COP máximo apresentavam frações mássicas de CO₂ de 18% para mistura de CO₂/Isobutano e de 10% para o CO₂/Butano. Os ganhos no COP proporcionados pela utilização das misturas variaram de 44 a 95% com relação aos refrigerantes halogenados. Além disso, a razão de compressão das misturas foi significativamente menor do que os refrigerantes comparados, fator que auxilia na integridade e desempenho do compressor. Comparando apenas o desempenho das misturas entre si, observaram que a de CO₂/isobutano apresentou maior COP (3,827) do que CO₂/Butano (3,563).

Onaka *et al.* (2008) avaliaram teoricamente uma bomba de calor operando com mistura de CO₂ e DME sob os pontos de vista das análises energética e exergética. A composição da mistura foi variada de 0 a 100% com relação ao DME. O COP máximo foi obtido para o DME puro, no entanto, esta condição também foi a que apresentou a maior taxa de destruição de exergia. Os autores discutem que a vantagem relacionada à associação do DME foi que o mesmo promoveu a redução da pressão de operação ótima com relação ao CO₂ puro.

Zhang *et al.* (2013) avaliaram um sistema operando em regime transcrito utilizando a mistura de CO₂ e Propano. A mistura com fração mássica de 78% de CO₂ foi a que apresentou a melhor condição de pressão de rejeição de calor sendo atingido o COP máximo. Os autores relataram que uma dificuldade relacionada à utilização de CO₂ em ciclos transcritos é a elevada pressão de operação que gera grandes razões de compressão e elevado consumo de energia. A utilização do propano proporcionou a redução das pressões de rejeição de calor beneficiando o desempenho do sistema. Outro benefício relatado refere-se à redução da inflamabilidade do propano pela sua associação com o CO₂.

Normalmente a utilização de misturas é avaliada em ciclos de único estágio sendo propostos como substitutos diretos dos refrigerantes halogenados. Em SRC's a utilização de misturas foi encontrada na literatura em três condições: em grande maioria estava presente no CBT e apresentava um comportamento não azeotrópico; em número menor misturas azeotrópicas foram avaliadas no CAT; e poucos trabalhos foram encontrados em que misturas (azeotrópica e não azeotrópicas) estavam presentes em ambos os ciclos do SRC. Dentre os trabalhos, os mais relevantes para a presente dissertação serão discutidos.

Di Nicola *et al.* (2011) estudaram a utilização de misturas de CO₂ no CBT de SRC para aplicações com temperatura de evaporação de -70 °C. As misturas avaliadas eram compostas por CO₂ e hidrocarbonetos, dentre eles o propeno e DME. No CAT foi utilizada amônia pura nas simulações. O COP para todas as misturas avaliadas apresentou um valor menor do que o obtido com a utilização dos hidrocarbonetos puros. No entanto os autores defenderam que o principal atrativo destas misturas está relacionado com o baixo impacto ambiental, menor inflamabilidade do que os refrigerantes puros e a possibilidade de atingir temperaturas de evaporação inferiores à de solidificação do CO₂.

Nasruddin *et al.* (2016) avaliaram um SRC utilizando mistura de CO₂ e etano no CBT e propano no CAT sendo realizada avaliação energética, exérgica e econômica do sistema. A partir de uma análise paramétrica verificou-se que o uso da mistura foi a opção que minimizou o custo total do sistema e que para cada equipamento existe uma fração mássica de CO₂ que reduz o seu custo capital. Os autores ainda realizaram a otimização do sistema sobre três perspectivas: termodinâmica, em que a minimização da destruição da exérgia era o foco; econômica na qual tinha como objetivo minimizar o custo total do SRC; e multi-objetivo que unia o objetivo da otimização termodinâmica e econômica citadas. Os resultados das otimizações apresentaram condições operacionais praticamente semelhantes para os três casos, em que a porcentagem mássica de CO₂ ótima na mistura foi de 68%. A otimização termodinâmica resultou numa destruição de exérgia total 4% menor dos demais casos, enquanto que a otimização econômica apresentou um custo total anual semelhante ao da multi-objetivo e cerca de 3% menor do que a termodinâmica.

No trabalho desenvolvido por Jemni *et al.* (2015) foram avaliados os efeitos da utilização de misturas não azeotrópicas de refrigerantes no CAT e CBT sobre o desempenho termodinâmico do sistema. Todas as misturas continham o CO₂ como componente comum e os demais constituintes avaliados foram o etano, propano, propeno e isobutano. Entretanto, de acordo com as informações presentes no trabalho os sistemas foram avaliados estando as misturas presentes no CAT ou no CBT, sendo que o outro ciclo utilizava substância pura. Nestas condições operacionais as misturas proporcionaram COP's menores do que a utilização de substâncias puras. Os resultados da utilização simultânea de misturas no CAT e CBT não foram apresentados.

Com relação à mistura de CO₂ e amônia não foi possível encontrar referências na literatura aberta que descrevessem ciclos de refrigeração utilizando-a. Foram encontrados alguns trabalhos que apenas faziam menção da possibilidade de mistura e outros que informavam que a mistura seria reativa (LEMKOWITZ *et al.*, 1980; RAMACHANDARN *et*

al.,1998; COX et al., 2008). A mistura de CO₂ e NH₃ foi avaliada por diversos autores como rota química para a síntese de ureia em condições de alta temperatura e elevadas pressões (INOUE et al., 1972; LEMKOWITZ et al., 1973; ISLA e IRAZOQUI, 1993).

Em uma avaliação experimental desta mistura, a possibilidade de reação pode causar a formação de cristais de carbamato de amônio danificando o equipamento, sendo que estes efeitos não podem ser negligenciados. Por outro lado, como o presente estudo trata de simulação computacional e a possibilidade de reação não impediria a análise do potencial desta mistura para a refrigeração, optou-se em estudá-la com a ressalva de que dados experimentais detalhados são necessários para comprovação que exista uma faixa de composição ou condições operacionais em que esta mistura pode ser empregada.

3.3 Conclusões

Por meio da revisão dos trabalhos da literatura aberta apresentada neste capítulo observa-se que o número de trabalhos que avaliaram os Sistemas de Refrigeração Cascata é muito significativo. Na maior parte dos casos o foco das análises se ateve à investigação de possíveis combinações de refrigerantes no CAT e CBT, que repercutissem em ganhos econômicos e energéticos. Além destes, parâmetros operacionais como temperaturas do trocador de calor cascata, de evaporação e de condensação foram avaliadas com o objetivo de encontrar o cenário que proporcionasse maximização de desempenho.

Contudo, a literatura referente à utilização de ciclos alternativos nos SRC's apresenta carência de trabalhos que avaliem diferentes configurações e que as compare de forma a verificar quais são os principais benefícios ou não destes sistemas. Outra linha de avaliação que também apresenta escassez de informações refere-se à utilização de misturas em SRC's, principalmente daquelas que apresentam comportamento não azeotrópico. As condições normalmente avaliadas utilizam um refrigerante puro em um dos ciclos do SRC, enquanto que a mistura é alocada no ciclo restante, sendo encontrada com maior incidência no CBT.

Desta maneira, a contribuição do presente trabalho consiste em investigar de forma detalhada, sob os pontos de vista das análises energética e exergética, o potencial de utilização de misturas não azeotrópicas em ambos os ciclos de um SRC's em comparação à utilização de substâncias puras. Além disso contribui para verificar também o desempenho de ciclos alternativos (SRC-FTVI e SRC-IHX) comparando-os ao sistema convencional (SRC-VCC), ambos com o propósito de aumentar o desempenho termodinâmico dos sistemas de

refrigeração. Assim, o foco dos seguintes capítulos consiste na simulação e análises dos sistemas e misturas propostos.

CAPÍTULO 4 . Metodologia

O presente capítulo traz informações referentes à metodologia utilizada para a validação das simulações e também para as análises dos três estudos de caso. A metodologia foi dividida em duas partes: as informações que são comuns aos três estudos de caso foram reunidas no presente capítulo; enquanto que as informações específicas, que dizem respeito apenas às metodologias aplicadas a cada um dos SRC's, serão apresentadas no capítulo específico de cada estudo de caso.

4.1 Descrição dos estudos de caso

Os SRC's avaliados foram divididos em três estudos de caso, sendo:

- **Ciclo SRC-VCC:** Avaliação de um sistema de refrigeração em cascata composto por dois ciclos de compressão de vapor (SRC-VCC) considerado como caso base;
- **Ciclo SRC-FTVI:** Avaliação de um sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão de vapor com tanque *flash* e injeção de vapor (SRC-FTVI) e comparação dos resultados com relação ao SRC-VCC.
- **Ciclo SRC-IHX:** Avaliação de um sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão de vapor com trocadores de calor internos (SRC-IHX) e comparação dos resultados com relação ao SRC-VCC.

Cada estudo de caso será apresentado em um capítulo específico para facilitar a análise dos resultados, nos quais haverá uma seção que complementa as informações do presente capítulo sobre a metodologia específica adotada para o estudo de caso em questão.

4.2 Descrição dos pares de refrigerantes

Os fluidos refrigerantes foram selecionados após análise prévia da literatura científica e técnica, que levou em consideração os critérios discutidos no Capítulo 2, tendo como principais aspectos desejáveis:

- baixo ODP e GWP;
- refrigerantes classificados como naturais;
- formação de misturas com comportamento não azeotrópico.

Os fluidos refrigerantes foram: o dióxido de carbono, propeno, dimetil éter e amônia . Os pares avaliados formados entre as substâncias foram CO₂/Propeno, CO₂/DME e CO₂/NH₃ e todos apresentam comportamento não azeotrópico de mudança de fase.

Como o propeno, dimetil éter e a amônia apresentam elevado índice de inflamabilidade, optou-se por associar estes refrigerantes ao dióxido de carbono (refrigerante não inflamável) com o intuito de reduzir a inflamabilidade da mistura, tornando sua utilização em sistemas de refrigeração mais segura (KONDO *et al.*, 2006; CHEN *et al.*, 2009)

Nas análises não houve a combinação de misturas, ou seja, quando uma foi estudada ela estava presente tanto no CAT como no CBT. Como o CO₂ é o refrigerante comum em todos os pares, a porcentagem mássica do mesmo será utilizada como referência para especificar a composição das misturas, sendo diferenciadas pelo segundo componente da mistura e a qual ciclo (CAT ou CBT) os resultados se referem.

4.3 Definição da aplicação do estudo

Sistemas de refrigeração presentes em diferentes setores industriais como alimentos e bebidas, fármacos, liquefação de gases e petroquímica foram avaliados com a finalidade de verificar a faixa de carga térmica e de temperatura de evaporação comumente encontrada em processos, as quais foram utilizadas para delimitar as condições de operação do sistema cascata proposto no presente trabalho.

Após a análise de diferentes cenários, verificou-se que indústrias que necessitam de baixas temperaturas em diferentes setores do processo, utilizam um sistema de refrigeração principal, responsável por reduzir a temperatura de um refrigerante secundário (solução aquosa de sal, álcool ou glicol), que segue para os pontos do processo que necessitam de refrigeração (STOECKER e JABARDO, 2002).

Assim, as simulações foram baseadas em uma aplicação genérica em que a temperatura de um refrigerante secundário (solução aquosa de etanol 50% mássica) foi reduzida de -5 à -20 °C. A carga térmica do evaporador de 100 kW foi adotada como base de cálculo e mantida constante para todos os estudos, permitindo avaliar os efeitos da presença de mistura nos estágios do SRC sobre parâmetros operacionais e desempenho do equipamento. A carga térmica selecionada apresenta-se na faixa de transição entre um elevado

consumo em aplicações comerciais e baixo consumo de refrigeração em aplicações industriais. Além disso, esta carga térmica permite a obtenção de dados em ordem de grandeza que facilite a representação dos resultados e permite a alteração de escala para diferentes necessidades.

Admitiu-se que no condensador seria utilizada água de torre de resfriamento para dissipação do calor, sendo que para determinar a temperatura de entrada da mesma, realizou-se uma pesquisa das condições atmosféricas (umidade relativa e temperatura de bulbo seco) para a região de Campinas com base nos dados do ano de 2016 obtidos do CEPAGRI (2017). A mesma forneceu base para estimar que a temperatura de entrada da água fosse de 25 °C. Já a temperatura de saída da água foi admitida como 50 °C. As temperaturas de entrada e saída do refrigerante secundário foram determinadas após análise prévia do comportamento das misturas, de forma a permitir a avaliação do sistema em casos que o mesmo apresente variação de temperatura.

Todas as condições de operação descritas estão sumarizadas na Tabela 4.1 sendo as mesmas mantidas fixas para os três estudos de caso.

Tabela 4.1 Condições de operação para a solução alcóolica e água de refrigeração.

	Temp. Entrada °C	Temp. saída °C	Carga térmica kW
Água de Refrigeração	25	50	*
Solução Alcóolica	-5	-20	100

*A carga térmica dissipada no condensador e a vazão de água de refrigeração apresentam valor variável para cada condição de operação.

4.4 Simulação dos sistemas de refrigeração cascata

Todos os cálculos dos sistemas analisados foram realizados no simulador Aspen Hysys ® v. 8.4 que permite ao usuário simular o processo desejado a partir de blocos que representam cada uma das operações unitárias. Associados a cada bloco existem pacotes de equacionamentos específicos para cada operação. Há a possibilidade de conectar cada um dos blocos por meio de correntes materiais ou de energia. Ao fornecer informações suficientes ao programa, automaticamente, por meio das equações associadas a cada bloco e com base no pacote termodinâmico escolhido, calcula-se o restante das informações das correntes de material e de energia.

Na simulação de todos os cenários avaliados foi utilizada a vinculação do simulador à uma planilha do Excel®, permitindo a realização de um processo semiautomático de simulação, no qual era possível escolher dentre diversas variáveis do sistema quais seriam inseridas como entrada e quais se desejava obter como resposta para a avaliação dos cenários. Desta associação foi possível a criação de uma tabela com todos os casos e simulá-los em batelada, sendo que ao final do processo todos os dados requisitados ao programa foram obtidos na interface da planilha permitindo o cálculo de parâmetros e análise dos resultados.

4.4.1 Considerações assumidas para simulação

Algumas considerações foram adotadas para simplificar a simulação e análise dos SRC's estudados:

- operação em regime permanente;
- as variações de energia cinética e potencial foram desprezadas em todos os volumes de controle estudados;
- a queda de pressão nos equipamentos de troca de calor e nas tubulações foi admitida como desprezível ($\Delta P = 0$);
- a corrente de alimentação do compressor deve ser composta completamente por vapor;
- as correntes de saída dos condensadores estão no estado de líquido saturado e as correntes que deixam o evaporador, vapor saturado;
- as válvulas de expansão são isentálpicas;
- todos os equipamentos são adiabáticos;
- a eficiência isentrópica dos compressores foi de 80%;
- a aproximação mínima de temperatura no trocador de calor cascata (ΔT_{cas}) foi mantida constante em 5 °C;
- a diferença entre as temperaturas das correntes que trocam calor nos trocadores deve ser maior ou igual a 5 °C;
- a pressão de operação do evaporador deve ser maior do que a atmosférica a fim de prevenir entrada de umidade ou ar atmosférico no sistema.

A eficiência isentrópica dos compressores do CAT e CBT foi mantida constante, sendo que o valor utilizado representa eficiência média encontrada na literatura (STOECKER, 1998; WANG et al., 2010).

No presente trabalho, as temperaturas de referência utilizadas como dados de entrada e mantidas fixas foram: a temperatura de alimentação dos evaporadores e a temperatura de

vapor saturado dos condensadores em ambos os ciclos do sistema cascata (McLINDEN e RADERMACHER, 1987).

Admitiu-se que a diferença entre as temperaturas das correntes ao longo dos trocadores deveria ser maior ou igual a 5 °C, de forma a garantir a existência de um gradiente de temperatura para que a transferência de calor fosse possível a uma taxa considerável, sendo que o tempo de contato entre as correntes ou a área de troca térmica não apresentasse valores elevados. Todos os trocadores de calor dos ciclos apresentavam condição de operação em contra corrente. (COKER, 2006)

O cálculo da exergia de fluxo referente à parcela física de cada corrente do processo pode ser obtido diretamente do Aspen Hysys®. Desta forma visando a utilização deste valor, definiu-se que as condições do estado de referência seriam semelhantes às utilizadas no simulador, sendo a temperatura e a pressão de 25 °C e 101,325 kPa, respectivamente.

4.5 Validação

Para que as simulações apresentem resultados condizentes às condições de operação e eficiência reais é de grande importância que as estimativas de propriedades termodinâmicas dos refrigerantes puros e misturas sejam as mais próximas ao comportamento físico.

Para tanto será realizada a validação das simulações com relação a dados experimentais e teóricos presentes na literatura aberta, a fim de verificar se o simulador é capaz de prever com similaridade o resultado físico dos sistemas segundo as condições operacionais avaliadas. Para tanto serão levados em consideração parâmetros como:

- as propriedades críticas, o fator acêntrico pré-definidos no simulador e também as condições de temperatura e pressão de saturação para refrigerantes puros;
- o equilíbrio de fases gerado pelo simulador;
- resultados da simulação comparados a sistemas da literatura semelhantes ao estudado.

4.5.1 Propriedades dos refrigerantes puros

As propriedades críticas (pressão e temperatura) e o fator acêntrico dos refrigerantes puros, pré-definidas no simulador, foram comparados com os dados obtidos do *software*

REFPROP v. 9.1 desenvolvido pelo NIST (“*National Institute of Standards and Technology*”). Este banco de dados foi escolhido com referência por ser amplamente utilizado em estudos de sistemas de refrigeração e por apresentar informações sobre as diversas propriedades físicas e termodinâmicas, dentre elas as propriedades críticas e fator acêntrico de diversos refrigerantes, sendo as mesmas baseadas em dados experimentais obtidos da literatura.

Estes parâmetros são utilizados juntamente com a equação de estado, para os cálculos das grandezas termodinâmicas de cada uma das correntes do processo, sendo de grande importância que as mesmas apresentem dados condizentes aos valores reais para correta predição e simulação do sistema. Adicionalmente foi realizada a comparação entre os resultados do simulador e referência das condições de saturação (temperatura e pressão) dos refrigerantes puros.

4.5.2 Equilíbrio de fases

Além das propriedades dos refrigerantes puros, é interessante avaliar se o comportamento do equilíbrio de fases calculado pelo simulador apresenta semelhança ao comportamento físico de cada uma das misturas. Principalmente pelo fato de que no caso do SRC-FTVI há a separação de fases no tanque *flash*, sendo que a fração das correntes de vapor e líquido, bem como suas composições, dependem diretamente da estimativa das condições de equilíbrio de fase neste equipamento.

Para tanto foram consultados trabalhos da literatura que apresentassem dados experimentais do equilíbrio de fases das misturas avaliadas. A validação da mistura de CO₂/Propeno foi realizada com base no artigo de Haselden *et al.* (1951); já a da mistura de CO₂/DME foi feita com base no artigo de Tsang e Streett (1985).

Um número reduzido de trabalhos que avaliaram o equilíbrio de fases para a mistura de CO₂/NH₃ foram encontrados na literatura aberta (LEMKOWITZ *et al.*, 1971; LEMKOWITZ *et al.*, 1972; LEMKOWITZ *et al.*, 1980). Estes trabalhos tinham como objetivo avaliar o equilíbrio formado pela mistura em condições próximas às empregadas na síntese de ureia. Os dados coletados em condições de elevada temperatura (130 a 280°C), altas pressões (30 a 250 atm) e uma pequena faixa de composição (67 a 97% mol de NH₃), as quais são consideravelmente diferentes das condições observadas em um ciclo de refrigeração. Sendo assim as simulações foram realizadas com os dados pré-existentes no simulador apenas com a finalidade de verificar o potencial da mistura como refrigerante, considerando apenas a

validação das propriedades das substâncias puras. O parâmetro de interação binário (k_{ij}), que possui grande importância na obtenção das propriedades termodinâmicas de misturas, foi considerado igual à zero nas simulações para o CO₂/NH₃.

A equação de estado escolhida para o presente trabalho foi a de Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV). Stryjek e Vera (1986) propuseram modificações na equação de Peng-Robinson (1976), permitindo a estimativa de condições de equilíbrio de misturas de compostos apolares ou polar/apolar com maior exatidão do que a equação original. O cálculo do equilíbrio desta equação de estado se enquadra com a natureza física da molécula de CO₂ que é apolar e também com relação às de propeno, NH₃ e DME que são polares.

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + 2bv - b^2} \quad (4.1)$$

Sendo que a e b são parâmetros da equação de estado, dados pelas Equações 4.2 e 4.3.

$$a = \frac{0,457235 R^2 T_c^2}{P_c} [1 + k(1 - T_R^{0,5})]^2 \quad (4.2)$$

$$b = \frac{0,077796 R T_c}{P_c} \quad (4.3)$$

Os autores consideraram que k fosse uma função apenas do fator acêntrico (ω), calculado pelas equações 4.4 e 4.5.

$$k = k_0 + k_1(1 + T_R^{0,5})(0,7 - T_R) \quad (4.4)$$

$$k_0 = 0,378893 + 1,4897153\omega - 0,17131848\omega^2 + 0,0196554\omega^3 \quad (4.5)$$

Sendo k_i um parâmetro ajustável característico de cada componente puro e tabelado pelos autores. (Stryjek e Vera, 1986)

4.5.3 Validação do simulador

A validação do simulador foi efetuada com o objetivo de comprovar que as equações de balanço de massa e energia associadas a cada operação unitária, juntamente com os

cálculos dos estados termodinâmicos de cada corrente, estão de acordo com o encontrado experimentalmente ou mesmo com relação a outros simuladores e metodologias de simulação.

Para a validação dos resultados da simulação buscou-se por trabalhos experimentais que avaliassem sistemas de refrigeração semelhantes ao analisado, composto por pelo menos dois ciclos VCC e que utilizassem as mesmas misturas que foram avaliadas neste trabalho, estando as mesmas presentes no CAT e CBT do SRC, porém não foi possível encontrar na literatura aberta trabalhos com todas estas características.

Desta forma, selecionou-se o trabalho desenvolvido por Di Nicola *et al.* (2011) que avaliou teoricamente um sistema em cascata operando com amônia no CAT e misturas de CO₂/Propeno ou CO₂/DME no estágio de baixa temperatura. As mesmas condições operacionais descritas pelos autores foram utilizadas como entrada para a simulação utilizando o Aspen Hysys® v.8.4. Os resultados do COP para diferentes temperaturas no evaporador do CAT obtidas com o simulador foram comparados aos resultados extraídos do artigo referência.

Os desvios relativos foram calculados em todas as etapas da validação conforme expresso na Equação 4.6, sendo que V representa o valor da propriedade analisada.

$$\text{Desvio relativo (\%)} = \frac{|V_{\text{Aspen Hysys}} - V_{\text{Referência}}|}{V_{\text{Referência}}} \cdot 100 \quad (4.6)$$

4.6 Análise paramétrica

No presente trabalho realizou-se uma análise paramétrica com a finalidade de verificar a influência de algumas variáveis sobre parâmetros operacionais e de desempenho do SRC. As variáveis comuns aos três estudos de caso foram:

- porcentagem mássica de CO₂ dos pares de refrigerantes no CAT;
- porcentagem mássica de CO₂ dos pares de refrigerantes no CBT;
- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT}).

Os limites máximo e mínimo de cada uma foram determinados mediante análise prévia da utilização de cada mistura no sistema, levando em consideração as simplificações e restrições assumidas no item 4.4.1 do presente capítulo. Os sistemas SRC-FTVI e SRC-IHX

apresentaram além destas, outras variáveis que foram analisadas, sendo as mesmas detalhadas no capítulo específico da discussão de cada sistema.

Para que fosse possível a comparação entre os casos estudados, as variáveis de entrada como a temperatura de evaporação do CBT (T_{EvapCBT}) e a temperatura de vapor saturado do condensador do CAT foram mantidas iguais para cada mistura avaliada.

A descrição do procedimento utilizado para definição dos limites das variáveis manipuladas bem como as temperaturas que foram mantidas fixas, podem ser encontradas no item 6.1.2 do Capítulo 6, sendo as justificativas válidas para os três estudos de caso.

Os parâmetros operacionais de interesse avaliados para verificar os efeitos das variáveis manipuladas foram apresentados na Tabela 4.2 juntamente com a justificativa da escolha do mesmo.

Tabela 4.2 Descrição dos parâmetros operacionais avaliados.

Parâmetro analisado	Justificativa
Vazão de refrigerante	Influencia: o dimensionamento dos equipamentos e tubulações do sistema; a carga de refrigerante e o trabalho de compressão;
Trabalho de compressão	É possível verificar como se dá a distribuição do trabalho de compressão entre os ciclos de alta e baixa temperatura e quais fatores o influenciam
Desempenho exergético:	
• Taxa de destruição de exergia	Permite mapear os equipamentos que representam as principais fontes de destruição de exergia e verificar como o sistema, as variáveis avaliadas e a utilização de misturas influenciam essa destruição
• Eficiência exergética	Fornece, em termos qualitativos, uma visão de como a exergia suprida ao sistema pelos compressores está sendo efetivamente utilizada para o objetivo de refrigeração
Coefficiente de desempenho	Possibilita avaliação energética do sistema e permite a comparação entre as misturas e sistemas avaliados

Para a análise exergética foram utilizados os conceitos de destruição de exergia e eficiência exergética introduzidos no Capítulo 2.

O cálculo da destruição de exergia foi realizado para todos os equipamentos do sistema seguindo a consideração de que a destruição representaria a diferença entre o total de exergia inserida num determinado equipamento e o total de exergia que deixa o equipamento. A Tabela 4.3 apresenta o balanço exergético genérico para cada equipamento do sistema, sendo que os subscritos k , ent , sai representam respectivamente o equipamento k avaliado, a corrente de entrada e a de saída.

Tabela 4.3 Balanços de exergia para determinação da taxa de destruição de exergia.

Equipamento	Destruição de exergia
Válvulas de expansão	$\dot{e}_{D,k} = \dot{e}_{ent,k} - \dot{e}_{sai,k}$
Compressores	$\dot{e}_{D,k} = (\dot{e}_{ent,k} + \dot{W}_{comp,k}) - \dot{e}_{sai,k}$
Trocadores de calor	$\dot{e}_{D,k} = \sum \dot{e}_{ent,k} - \sum \dot{e}_{sai,k}$
Tanques <i>Flash</i> e misturadores	$\dot{e}_{D,k} = (\sum \dot{e}_{ent,k} + \sum \dot{e}^{quim}_{ent,k}) - (\sum \dot{e}_{sai,k} + \sum \dot{e}^{quim}_{sai,k})$

A parcela referente à exergia química foi explicitada apenas para os tanques *flash* e misturadores, pois os mesmos operam com misturas de diferentes composições alterando também o valor da exergia química. Nos demais equipamentos a mesma foi desconsiderada, pois operam com correntes de entrada e saída com mesma composição, sendo que no balanço total os termos referentes às exergias químicas de cada corrente se cancelam.

De acordo com o embasamento teórico, a eficiência exergetica de um sistema pode ser representada pela razão entre a exergia recuperada e a exergia fornecida. Para os casos analisados, o objetivo do sistema de refrigeração é a redução da temperatura da corrente de refrigerante secundário, sendo assim, a parcela referente à exergia recuperada é a variação da exergia da corrente de refrigerante secundário no evaporador ($\Delta \dot{e}_{Refrigerante\ Secundário}$). Já a exergia fornecida para que o sistema realize este processo é a energia suprida aos compressores (\dot{W}_{comp}) do sistema. No presente trabalho considerou-se que a taxa de exergia transferida para a água de refrigeração no condensador do CAT é perdida e não contribui como uma parcela de exergia recuperada efetiva para o objetivo da refrigeração.

Desta forma a eficiência exergetica pode ser calculada segundo a Equação 4.7 que representa a razão entre a variação da exergia de fluxo da corrente de refrigerante secundário pela somatória da energia consumida pelos compressores do sistema de refrigeração.

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{e}_{Refrigerante\ Secundário}}{\sum \dot{W}_{Comp}} \quad (4.7)$$

O coeficiente de desempenho também foi calculado de maneira análoga, sendo representado pela razão entre a carga térmica trocada no evaporador que refrigera o

refrigerante secundário pela somatória do trabalho total de compressão do SRC, expresso pela Equação 4.8.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{\sum \dot{W}_{Comp}} \quad (4.8)$$

4.7 Otimização

Os setores industriais buscam sempre melhoria de seus processos produtivos, procurando obter o “ótimo” dentro das necessidades de cada indústria. A otimização de processos surgiu como uma ferramenta para determinação da melhor configuração de um processo, de forma a maximizar ou minimizar determinadas variáveis, com o intuito de melhorar os parâmetros de produção, custo de operação, consumo energético, etc. A otimização baseia-se na determinação de quatro conjuntos de informação chaves :

- definição da função objetivo: escolha de um ou mais parâmetros do sistema que se deseja maximizar ou minimizar a partir da manipulação de certas variáveis;
- desenvolvimento de um modelo do processo: descrever matematicamente a relação entre cada uma das variáveis manipuladas utilizadas no processo de otimização;
- utilização de um método numérico: resolução das equações do modelo proposto para o processo;
- restrições: definem os intervalos dos valores e limites máximos e mínimos que as variáveis manipuladas podem assumir dentro do processo de otimização. Tais restrições podem assumir a forma de equações de igualdade ou inequações.

No presente trabalho levou-se em consideração que a variável a ser otimizada seria o COP dos sistemas avaliados, com a finalidade de obter o menor consumo de energia possível capaz de proporcionar a carga térmica definida para o evaporador.

Para tanto, o próprio simulador já fornece dados sobre um dos conjuntos de informações necessárias para otimização que representa o modelo do processo, o qual representa o próprio processo simulado com as equações referentes a cada operação unitária e também a equação de estado escolhida. Já as variáveis manipuladas, restrições, função objetivo e método numérico podem ser selecionados na própria ferramenta de otimização. As variáveis manipuladas bem como as restrições de cada sistema em cascata avaliado serão descritas nos capítulos referentes a cada estudo de caso.

4.7.1 *Optimizer*

O simulador Aspen Hysys® apresenta uma ferramenta de otimização multivariável em estado estacionário denominada *Optimizer*, que permite maximizar ou minimizar uma função objetivo levando em consideração o modelo proposto para o processo avaliado.

A ferramenta permite o acesso de uma grande diversidade de variáveis relacionadas ao processo simulado que podem ser definidas como variáveis manipuladas, determinando um limite máximo e mínimo que elas podem assumir durante a otimização. Além disso, é possível adicionar restrições de igualdade ou desigualdade de acordo com o método de otimização escolhido.

Dentre os métodos disponíveis na ferramenta, foi escolhido para a otimização o método padrão denominado “*Mixed*”, o qual associa o método “BOX” e o método “SQP” (do inglês – *Sequential Quadratic Programming*) e permite a otimização de sistemas lineares e não-lineares contendo restrições de desigualdade. A otimização inicia-se utilizando o método “BOX” para a varredura com baixo limite de convergência. Após a convergência, o método “SQP” é utilizado para localizar a solução final de acordo com o limite de tolerância especificado.

O programa ainda permite que o usuário possa modificar o limite de tolerância da convergência, o número máximo de interações, de funções avaliadas e do passo entre as interações.

Expressas as informações referentes à metodologia comum que foi utilizada nos diferentes casos analisados na presente dissertação, os próximos capítulos serão destinados à apresentação das validações do simulador utilizado e dos principais resultados de cada estudo de caso.

4.8 Fluxograma da dissertação

A Figura 4.1 representa o fluxograma das principais etapas abordadas na presente dissertação.

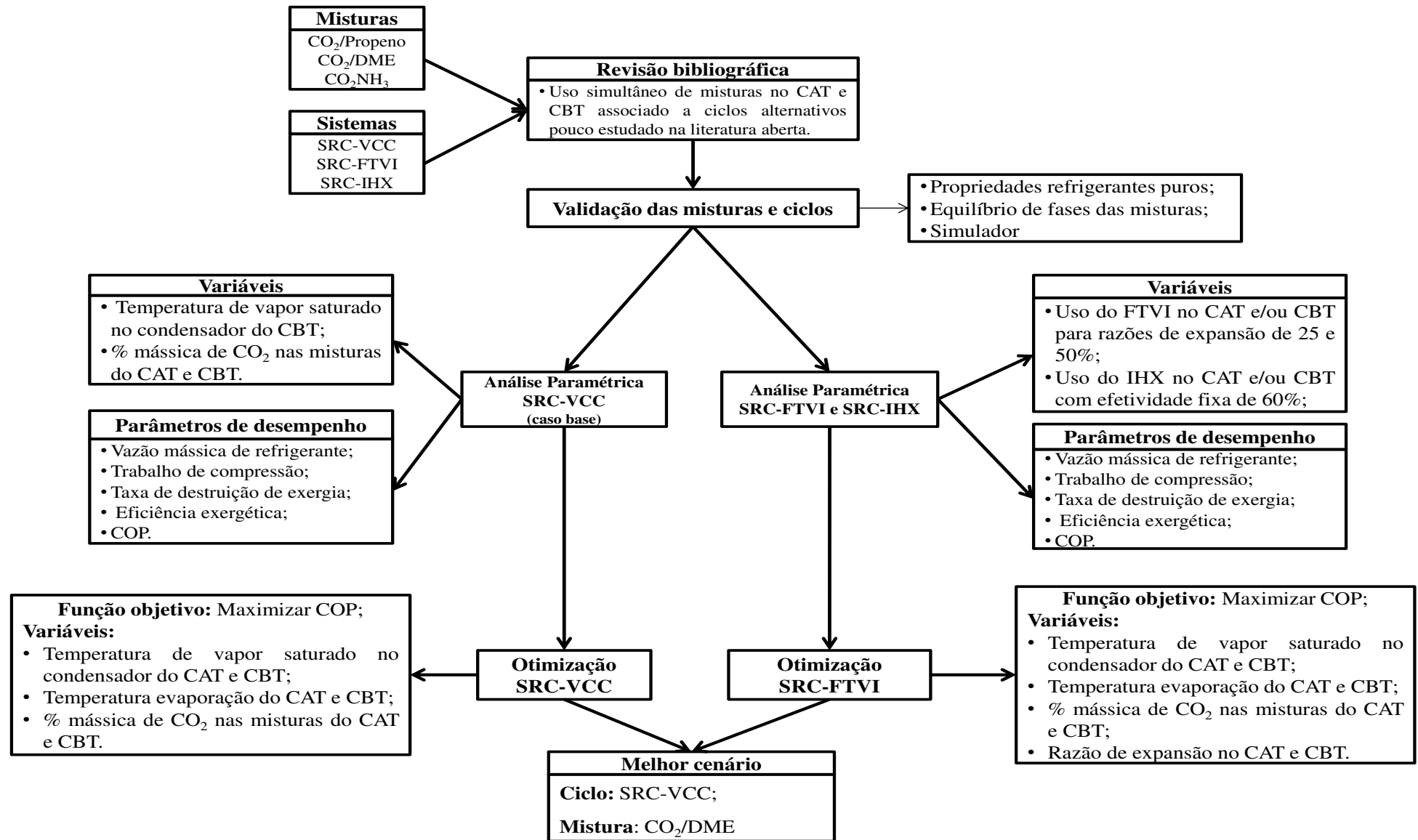


Figura 4.1 Fluxograma das etapas da presente dissertação.

CAPÍTULO 5 . Validação das misturas e ciclos

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos para as validações das propriedades críticas, fator acêntrico e condições de saturação dos refrigerantes puros; equilíbrio de fases das misturas; e adequação dos resultados do simulador conforme descrito no item 4.5 da metodologia.

5.1 Validação das Propriedades dos Refrigerantes Puros

A Tabela 5.1 apresenta os desvios observados entre os dados das propriedades críticas (Temperatura crítica “ T_c ” e Pressão crítica “ P_c ”) e fator acêntrico (ω) pré-definidos no Aspen Hysys® v.8.4 com relação às informações do REFPROP® v.9.1.

Tabela 5.1 Desvio dos dados das propriedades críticas e fator acêntrico de substâncias puras contidas no Aspen Hysys® 8.4 e no REFPROP® 9.1.

Subst.	Propriedades	REFPROP	Aspen Hysys IUPAC	Desvio Relativo (%)	Aspen Hysys ASHRAE	Desvio Relativo (%)
Propeno	ω	0,146	0,148	1,37	0,1388	4,93
	T_c (°C)	91,06	91,85	0,87	92,44	1,52
	P_c (kPa)	4555	4620	1,43	4664	2,39
CO₂	ω	0,22394	0,2389	6,68	0,2239	0,02
	T_c (°C)	30,98	30,95	0,1	31,05	0,23
	P_c (kPa)	7377,3	7370	0,1	7384	0,09
DME	ω	0,196	0,2	2,04	-	-
	T_c (°C)	127,23	126,9	0,26	-	-
	P_c (kPa)	5336,8	5320	0,31	-	-
NH₃	ω	0,25601	0,255	0,39	0,2553	0,28
	T_c (°C)	132,25	132,4	0,11	132,3	0,04
	P_c (kPa)	11333	11280	0,47	11307	0,23

Observou-se que houve concordância entre os resultados dos parâmetros avaliados para todos os refrigerantes, havendo desvio máximo de aproximadamente 7% para o fator acêntrico do CO₂.

Analisando o banco de dados do simulador constatou-se que para o refrigerante CO₂, a substância com nome IUPAC (“*International Union of Pure and Applied Chemistry*”) dióxido de carbono, apresenta valor consideravelmente discrepante do fator acêntrico daquele encontrado com a nomenclatura ASHRAE, considerado R744. Quando o fator acêntrico do R744 do simulador foi comparado ao dado obtido do REFPROP, o desvio relativo caiu para 0,017%.

Ao verificar a existência dos demais refrigerantes puros baseados na nomenclatura ASHRAE no banco de dados do simulador, constatou-se que o dimetil éter (R-E170) não apresentava informações. Já os dados obtidos para o propeno levando em consideração a nomenclatura ASHRAE (R1270) apresentaram maiores desvios do que os dados obtidos quando o nome IUPAC do refrigerante foi utilizado na busca.

Pelo fato de que o banco de dados do Hysys não possui informações referente ao DME quando pesquisado com a nomenclatura ASHRAE e devido aos maiores desvios para os dados do R1270, foi padronizado que as informações utilizadas para os refrigerantes no presente trabalho seriam pesquisadas no banco de dados utilizando o nome IUPAC de cada refrigerante.

As condições de temperatura e pressão de saturação gerada pelo simulador também foram comparadas aos dados obtidos do REFPROP e também dados experimentais (Anexo A), mostrando desvios relativos menores do que 2%. Isto indica a validade dos dados presentes no simulador e que as estimativas das propriedades termodinâmicas a partir das propriedades avaliadas estão condizentes com a literatura e o comportamento físico real.

5.2 Validação do Equilíbrio de Fases das Misturas

Os dados do equilíbrio de fases fornecidos pelo simulador utilizando a equação de estado de PRSV foram comparados a dados experimentais obtidos na literatura. Para a mistura de CO₂ e Propeno foram utilizados como base os dados do artigo de Haselden *et al.* (1951) e para a mistura de CO₂ e Dimetil éter foi utilizado o artigo de Tsang e Streett (1985).

A Figura 4.1 apresenta a curva de equilíbrio de fases entre o CO₂ e o propeno, obtidas pelo simulador e com base na referência adotada.

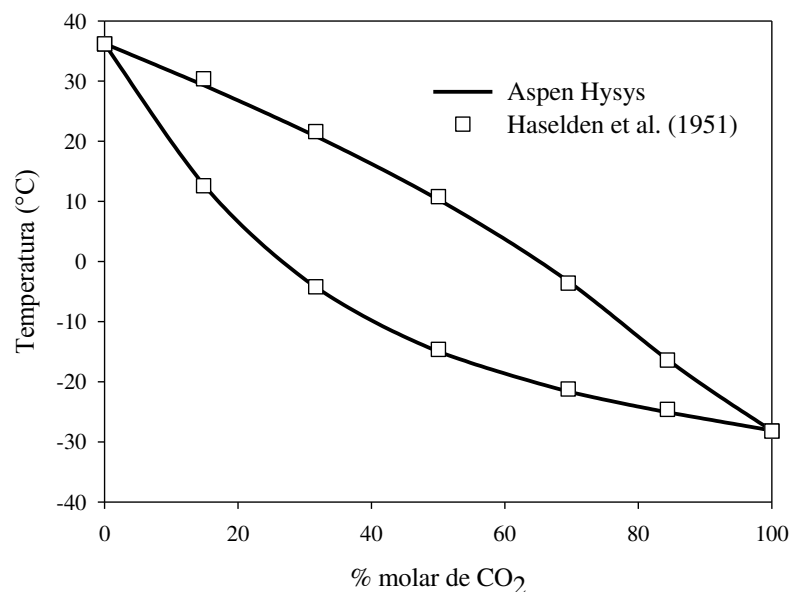


Figura 5.1 Equilíbrio de fases entre CO₂ e propeno segundo equação de estado PRSV para pressão constante de 15 atm e dados experimentais de Haselden et al. (1951).

Verifica-se um bom ajuste entre os dados do simulador com a equação de estado escolhida e os dados experimentais (Figura 4.1), apresentando desvios máximos menores que 2%.

Para a mistura de CO₂/DME, os dados de equilíbrio foram gerados inicialmente mantendo-se o parâmetro de interação binário (k_{ij}) com o valor pré-definido no Aspen Hysys ($k_{ij} = 0,0$). Contudo, verificou-se que os dados de equilíbrio calculados apresentaram desvios elevados com relação aos dados experimentais, sendo que alguns casos foram verificados desvios absolutos maiores que 400 kPa e desvios relativos em torno de 15%.

No artigo do qual foram extraídos os dados de equilíbrio para CO₂/DME (Tsang e Streett, 1985) os autores realizaram o ajuste dos resultados para 3 diferentes equações de estado, sendo uma delas a de Peng-Robinson (PR) e verificou-se que o k_{ij} encontrado apresentava um valor diferente de zero.

Numa tentativa de verificar a influência do k_{ij} sobre o ajuste dos dados simulados aos experimentais, realizou-se uma análise de sensibilidade considerando que o valor deste parâmetro deveria ser diferente de zero.

À medida que o k_{ij} apresentava valores mais negativos, houve a redução dos desvios absolutos e relativos, até que o valor de -0,039 proporcionou menores desvios na estimativa dos dados de equilíbrio tanto para o líquido como vapor, sendo os mesmos menores que 5%. A utilização de um valor diferente de zero para o k_{ij} é necessária para que a predição do comportamento físico da mistura seja o mais próximo da realidade.

Assim, admitiu-se que o valor do k_{ij} encontrado na análise de sensibilidade para as misturas de CO₂/DME seria utilizado nas simulações do presente trabalho, sendo que o cálculo do equilíbrio de fases pode ser observado na Figura 4.2.

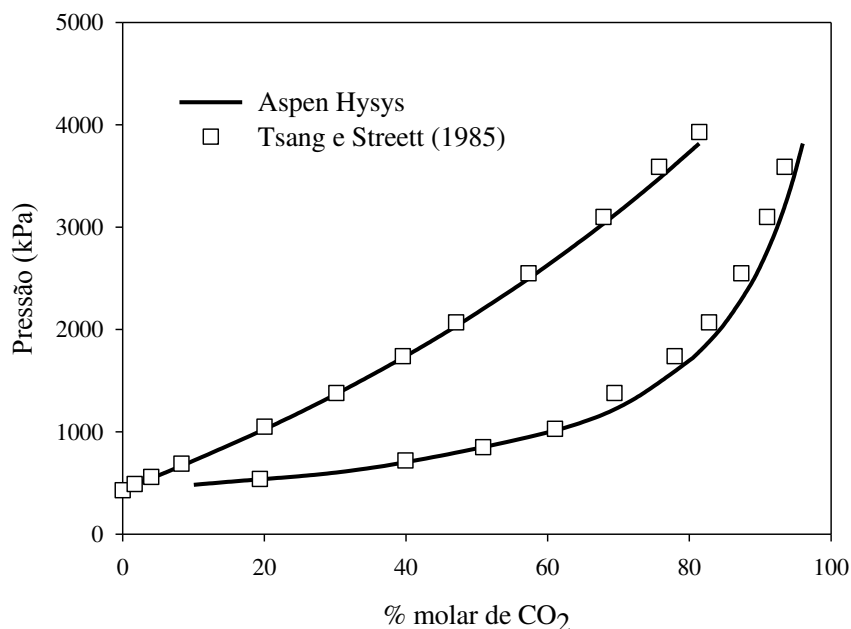


Figura 5.2 Equilíbrio de fases entre CO₂ e dimetil éter segundo equação de estado PRSV para temperatura constante de 46,91 °C.

Desta forma, a utilização da equação de estado PRSV apresenta resultados concordantes com o comportamento físico das misturas, sendo classificada como adequada para os cálculos realizados no presente trabalho.

5.3 Validação das simulações

Os resultados apresentados nesta seção se referem ao sistema em cascata com compressão de vapor tradicional operando com as misturas de CO₂ e propeno, CO₂ e dimetil éter (DME), as quais são pouco encontradas na literatura aberta. Desta forma, foi selecionado um artigo com informações suficientes para validação, sendo que o mesmo apresentava um sistema cascata e misturas de refrigerante semelhantes ao do presente trabalho.

O artigo escolhido foi um estudo teórico realizado por Di Nicola *et al.* (2011) no qual o efeito da concentração de CO₂ nas misturas de CO₂/propeno e CO₂/DME e também da variação da temperatura do evaporador do CAT foram avaliados sobre o comportamento do COP do SRC.

As Figuras 4.3 e 4.4 apresentam a comparação entre os resultados obtidos do simulador com relação aos dados do artigo para diferentes composições de CO₂ nas misturas de CO₂/Propeno e CO₂/DME, respectivamente.

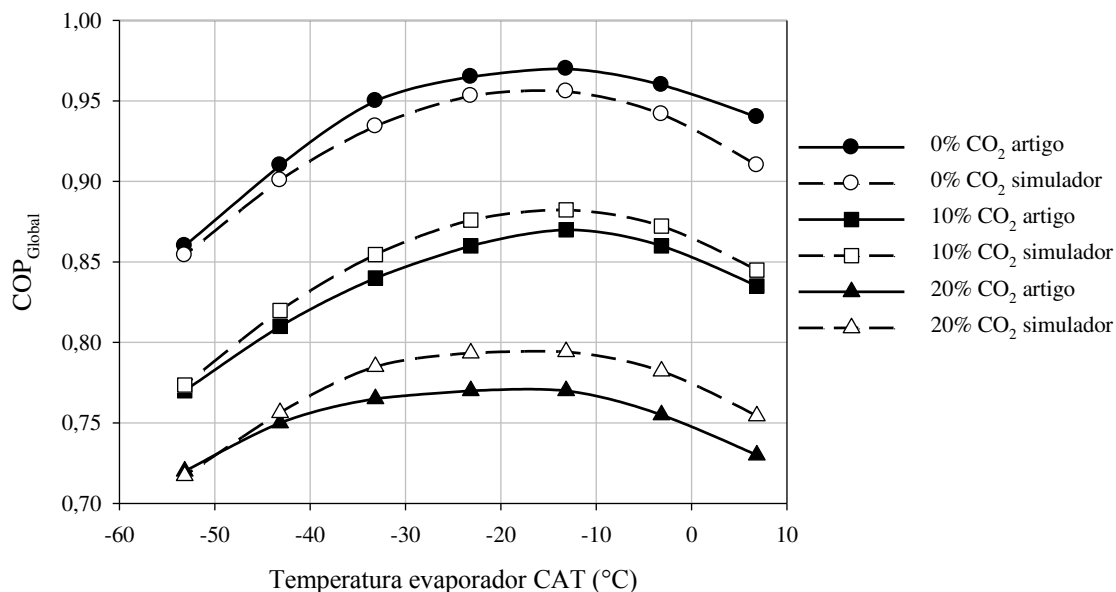


Figura 5.3 Comparação entre os resultados do simulador e dados do artigo referência para a curva do COP em função da temperatura intermediária do trocador cascata com a mistura CO₂ e propeno.

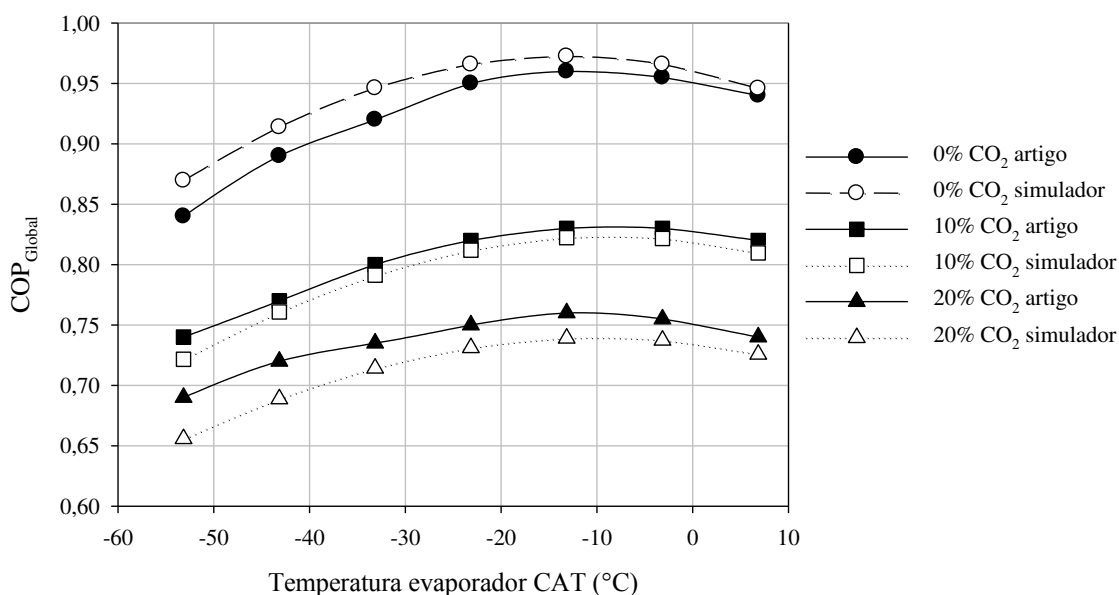


Figura 5.4 Comparação entre os resultados do simulador e os dados do artigo referência para a curva do COP em função da temperatura intermediária do trocador cascata com a mistura CO₂ e DME.

Observa-se semelhança entre o comportamento da curva do COP com relação à temperatura do evaporador do CAT, apresentando um desvio relativo máximo de 5%. Ambas as curvas apresentam um ponto de COP máximo para temperaturas do evaporador do CAT semelhantes para todos os casos da simulação comparados ao do artigo.

O desvio encontrado nas curvas com relação às misturas pode estar relacionado à diferença entre a equação de estado (Carnahan-Starling-DeSantis) utilizada no artigo base e a utilizada neste trabalho. O cálculo de grandezas termodinâmicas a partir de duas equações de estado diferentes pode gerar resultados distintos que se refletem nos desvios encontrados entre

os resultados da simulação e do artigo. Apesar da diferença entre as equações de estado, esta etapa de verificação foi realizada com o propósito de verificar a semelhança entre a tendência dos resultados simulados com relação aos dados da literatura, comprovando que as equações de balanço de massa e energia utilizadas pelo simulador possui semelhança às que são utilizadas em trabalhos da literatura.

O k_{ij} para a mistura de CO₂/DME também apresentou influências sobre os resultados do COP dos sistemas. Para o $k_{ij} = 0$ os desvios relativos observados entre os resultados do simulador comparados aos da referência alcançaram 13%. Juntamente com a análise de sensibilidade para determinação do k_{ij} que proporcionava o melhor ajuste entre os dados de equilíbrio experimental aos do simulador, foi analisado também como alguns parâmetros operacionais variavam em função deste parâmetro. Variáveis como vazão de refrigerante, pressão e COP apresentaram alterações máximas de cerca de 8% quando o $k_{ij} = -0,039$ foi comparado ao valor pré-definido no simulador.

Os resultados obtidos com o $k_{ij} = -0,039$ apresentaram desvios menores que 5% com relação aos dados do artigo referência. Tais resultados auxiliam na comprovação de que considerar um k_{ij} diferente de zero para o presente trabalho é de grande importância para que a simulação do comportamento físico do sistema seja o mais condizente com a realidade.

Desta forma, mesmo que a validação tenha sido realizada em consideração a um sistema teórico, a mesma serviu para verificar se o simulador Aspen Hysys® 8.4 apresenta resultados satisfatórios com relação aos trabalhos presentes na literatura aberta.

5.4 Conclusões

Com base nos resultados obtidos após a validação das propriedades críticas e fator acêntrico, equilíbrio de fases e simulação de um sistema cascata, pôde-se concluir que as escolhas da equação de estado PSRV e do simulador Aspen Hysys® são adequadas para o desenvolvimento do presente trabalho.

Mesmo que apenas as propriedades dos refrigerantes puros CO₂ e NH₃ tenham sido validadas, não havendo informações sobre equilíbrio de fases da mistura formada pelos mesmos, a avaliação da mistura destes refrigerantes servirá como uma oportunidade de verificar o potencial que a mesma apresenta para ser utilizada em sistemas de refrigeração cascata.

CAPÍTULO 6 . Ciclo SRC-VCC

Este capítulo apresenta informações complementares à metodologia do Capítulo 4, descrevendo as particularidades do SRC-VCC, bem como os resultados da análise paramétrica e otimização. O presente estudo de caso será utilizado como caso base para comparação com os demais sistemas em cascata avaliados nos Capítulos 7 e 8. Para a discussão dos resultados do presente trabalho, as composições dos refrigerantes utilizados em cada ciclo se referem à porcentagem mássica de CO₂ na mistura, especificando apenas se as mesmas encontravam-se no CAT ou CBT.

6.1 Metodologia

Nesta seção serão apresentadas: a descrição do sistema cascata avaliado, as condições de operação para análise paramétrica e como as mesmas foram definidas, e também os procedimentos utilizados para a otimização.

6.1.1 Descrição do SRC-VCC

Para este sistema de refrigeração em cascata (Figura 6.1) o CAT e CBT são compostos por ciclos típicos de compressão de vapor. Devido à semelhança entre ambos os ciclos, a descrição será baseada em apenas um deles, sendo informadas as correntes análogas a cada um.

As correntes 1 e 5 são expandidas pelas válvulas denominadas V-CAT e V-CBT, num processo isoentálpico, até a pressão necessária para atingir a temperatura de alimentação do evaporador. As correntes 2 e 6 alimentam os evaporadores (Evaporador para o CBT e TCC para o CAT) com uma mistura saturada líquido-vapor, as quais trocam calor deixando o equipamento na condição de vapor saturado (correntes 3 e 7). Estas correntes serão comprimidas até a pressão de rejeição de calor (correntes 4 e 8). Nos condensadores (Condensador para o CAT e TCC para o CBT) há a rejeição de calor, sendo que as correntes 1 e 5 deixam estes equipamentos na condição de líquido saturado e retornar às válvulas de expansão.

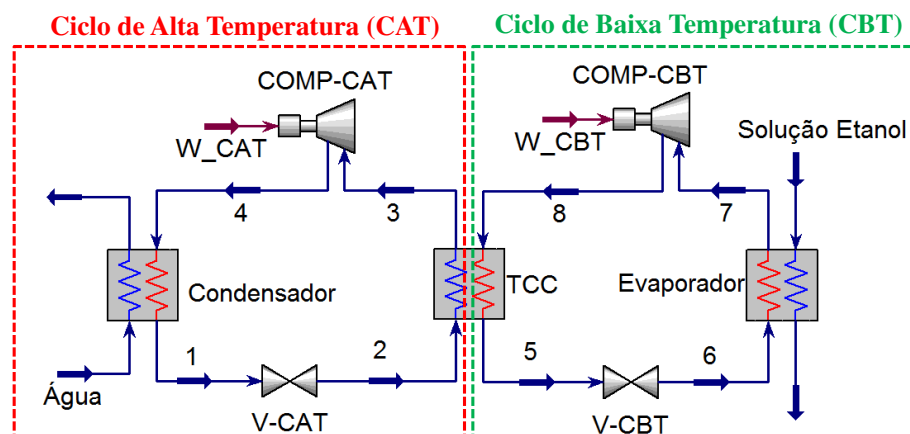


Figura 6.1 Sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão no CAT e CBT.

6.1.2 Análise Paramétrica

A análise paramétrica foi realizada para verificar o comportamento do COP e também das variáveis operacionais do sistema em função da variação da:

- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT});
- porcentagem mássica de CO_2 nos pares de refrigerantes no CAT e CBT;

Para tanto, algumas variáveis como a temperatura de alimentação do evaporador do CBT (T_6) bem como a temperatura de vapor saturado no condensador do CAT ($T_{4\text{Vsat}}$) foram mantidas fixas para que apenas os efeitos das variáveis manipuladas fossem analisados. A Tabela 6.1 apresenta os valores fixos para cada um dos pares de refrigerante.

Tabela 6.1 Variáveis fixas na análise paramétrica.

Mistura de refrigerantes	$T_{4\text{Vsat}}$ °C	T_6 °C
$\text{CO}_2/\text{Propeno}$	54	-38
CO_2/DME	62	-46
CO_2/NH_3	55	-43

Admitiu-se que a diferença entre as temperaturas das correntes ao longo dos trocadores deveria ser maior ou igual a $5\text{ }^\circ\text{C}$, de forma a garantir a existência de um gradiente de temperatura para que a transferência de calor fosse possível a uma taxa considerável, de modo que o tempo de contato entre as correntes ou a área de troca térmica não apresentasse valores elevados. Todos os trocadores de calor dos ciclos operam em contra corrente.

A temperatura de vapor saturado no condensador do CAT de cada par de refrigerante foi fixada após análise prévia, de forma que ao variar a porcentagem mássica de CO_2 não houvesse o cruzamento de temperaturas e também que a restrição da aproximação mínima entre as temperaturas das correntes fosse atendida. As mesmas considerações foram utilizadas para a definição da temperatura da corrente de alimentação do evaporador.

No CAT, não foi possível estudar toda a faixa de composição já que acima de certas concentrações de CO₂, os pares apresentavam temperatura crítica menor do que T_{4Vsat}, inviabilizando seu estudo, visto que a avaliação de ciclos em condições transcíticas não foi o foco do presente trabalho.

Já no CBT, porcentagens mássicas menores que 20% para o CO₂/DME e CO₂/NH₃ apresentaram pressões de saturação abaixo da atmosférica no evaporador e não foram avaliadas, pois tais condições podem apresentar riscos de entrada de ar e umidade no sistema de refrigeração, causando a redução da eficiência do mesmo (DOPAZO E FERNÁNDEZ-SEARA, 2011).

Para T_{CondCBT}, o limite inferior de -5 °C foi determinado de forma que a temperatura de líquido saturado no condensador do CBT não apresentasse uma temperatura inferior à da alimentação do evaporador deste ciclo quando as composições que apresentassem com o maior *glide* fossem avaliadas. Este mesmo raciocínio foi utilizado para a determinação do limite de 40 °C, caso a temperatura de vapor saturado no condensador do CBT atingisse valores acima deste, ultrapassaria a temperatura no condensador do CAT.

A Tabela 6.2 apresenta as faixas de composição de cada par de refrigerante no CAT e CBT bem como a faixa de T_{CondCBT} que foram avaliadas.

Tabela 6.2 Variáveis manipuladas na análise paramétrica.

Mistura de refrigerantes	% mássica de CO ₂		T _{CondCBT} °C
	CAT	CBT	
CO ₂ /Propeno	0 - 50	0-100	-5 a 40
CO ₂ /DME	0 - 70	20-100	-5 a 40
CO ₂ /NH ₃	0 - 80	20-100	-5 a 40

Todos os pares apresentaram um comportamento não-azeotrópico exibindo variação de temperatura (*glide*) durante a mudança de fase. O *glide* de temperatura (ΔT_{Glide}) foi determinado pela diferença entre a temperatura de vapor saturado (T_{Vsat}) e a de líquido saturado (T_{LSat}), conforme expresso pela Equação 6.1.

$$\Delta T_{Glide} [^{\circ}C] = T_{Vsat} - T_{LSat} \quad (6.1)$$

6.1.3 Otimização

Nesta etapa da análise utilizou-se a ferramenta *Optimizer* do Aspen Hysys® v. 8.4 para otimização dos cenários. A função objetivo foi definida como a maximização do COP do SRC-VCC, segundo restrição de que a aproximação mínima entre as temperaturas das

correntes em todos os trocadores de calor fosse maior ou igual a 5 °C. As variáveis manipuladas para otimização do sistema foram:

- % mássica de CO₂ no CAT e no CBT;
- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT});
- temperatura de evaporação do CAT e CBT (T_2 e T_6 , respectivamente);
- temperatura de vapor saturado no CAT ($T_{4\text{Vsat}}$).

6.2 Resultados e discussões da análise paramétrica do SRC-VCC

Esta seção será destinada à discussão dos resultados obtidos da análise paramétrica para a variação da vazão de refrigerante, trabalho de compressão, destruição de exergia e COP em função da alteração da T_{CondCBT} e também das porcentagens mássicas de CO₂ dos pares avaliados no CAT e CBT .

6.2.1 Efeito da variação da composição dos pares no CAT e CBT

A variação da composição dos pares foi avaliada no CAT e CBT a intervalos específicos de concentração, mantendo-se as demais variáveis fixas. Por se tratarem de misturas não azeotrópicas, a temperatura de mudança de fase de todos os pares variou em função da composição conforme observado na Figura 6.2.

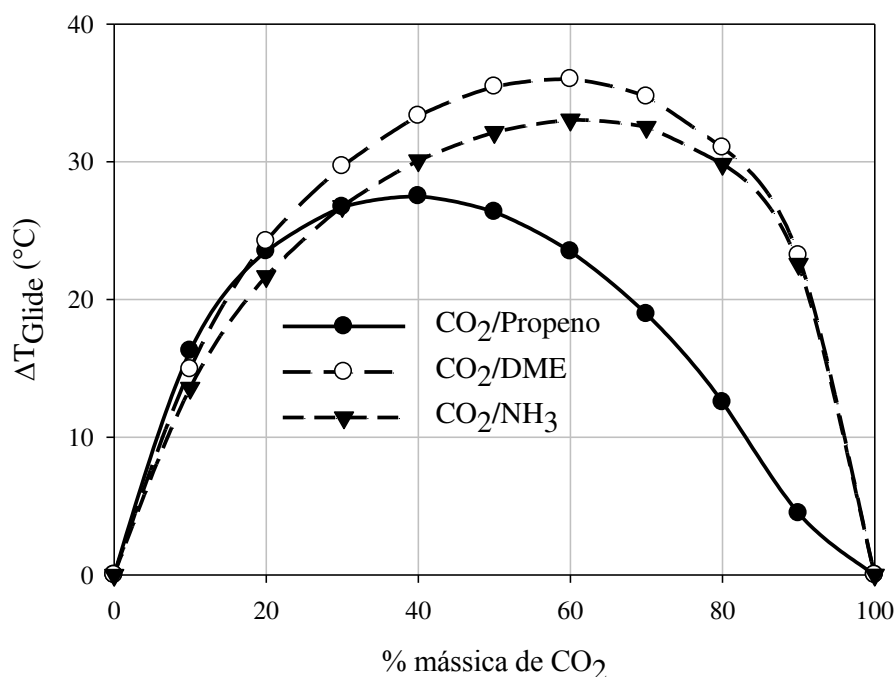


Figura 6.2 Variação da temperatura de mudança de fase dos pares em função da fração mássica de CO₂ no evaporador do CBT.

Antes de iniciar a discussão, é interessante entender como o *glide* dos pares de refrigerantes influenciam as condições operacionais do sistema.

A Figura 6.3 representa um diagrama genérico qualitativo do comportamento das temperaturas de entrada e saída dos trocadores de calor durante a mudança de fase quando se utiliza substância pura ou mistura não azeotrópica em um dos ciclos (CAT ou CBT) do SRC.

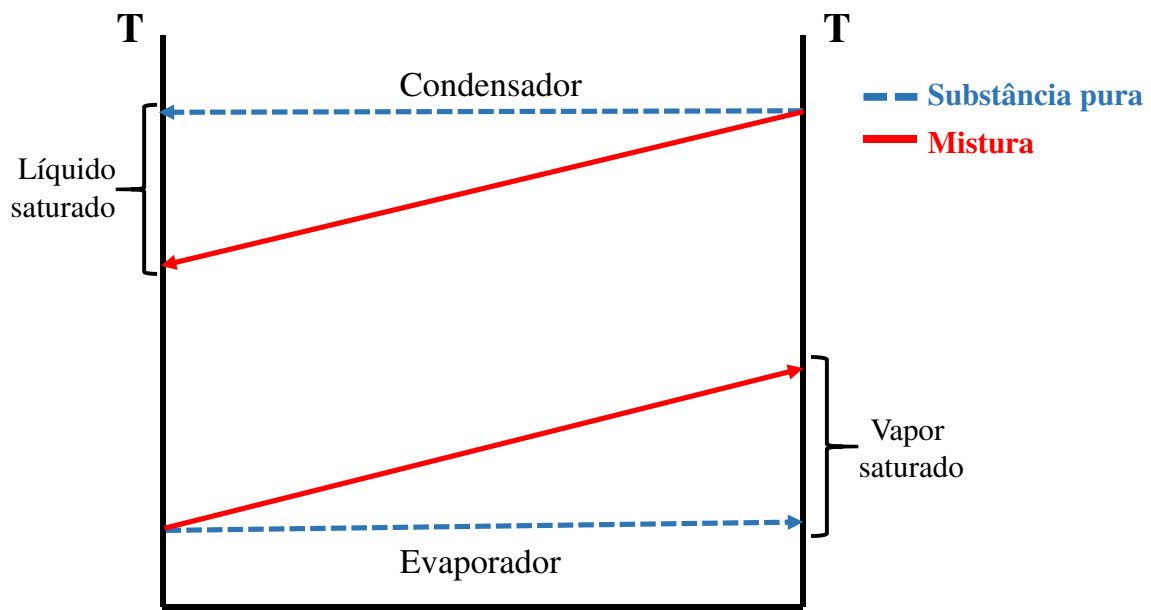


Figura 6.3 Diagrama genérico da variação de temperatura no condensador e evaporador para mistura e substância pura.

Observa-se que para as misturas, a temperatura de líquido saturado do condensador é menor e a de vapor saturado no evaporador é maior em comparação à utilização de substância pura. Este comportamento caracterizado pelo uso de misturas não azeotrópicas, proporciona menor diferença entre a temperatura de entradas e saídas tanto da válvula de expansão como do compressor, resultando em menores razões de expansão e compressão, respectivamente, as quais impactam diretamente a vazão de refrigerante, o trabalho de compressão, a destruição de exergia e também no COP do SRC-VCC.

6.2.1.1 Vazão de refrigerante

As Figuras 6.4 (a), (b) e (c) apresentam os efeitos da variação da composição na vazão de refrigerante em cada um dos estágios. Para esta análise a T_{CondCBT} foi mantida com valor constante de 30 °C. Nota-se que independentemente de qual ciclo a composição foi alterada houve variações nas vazões de refrigerante, porém com diferentes magnitudes.

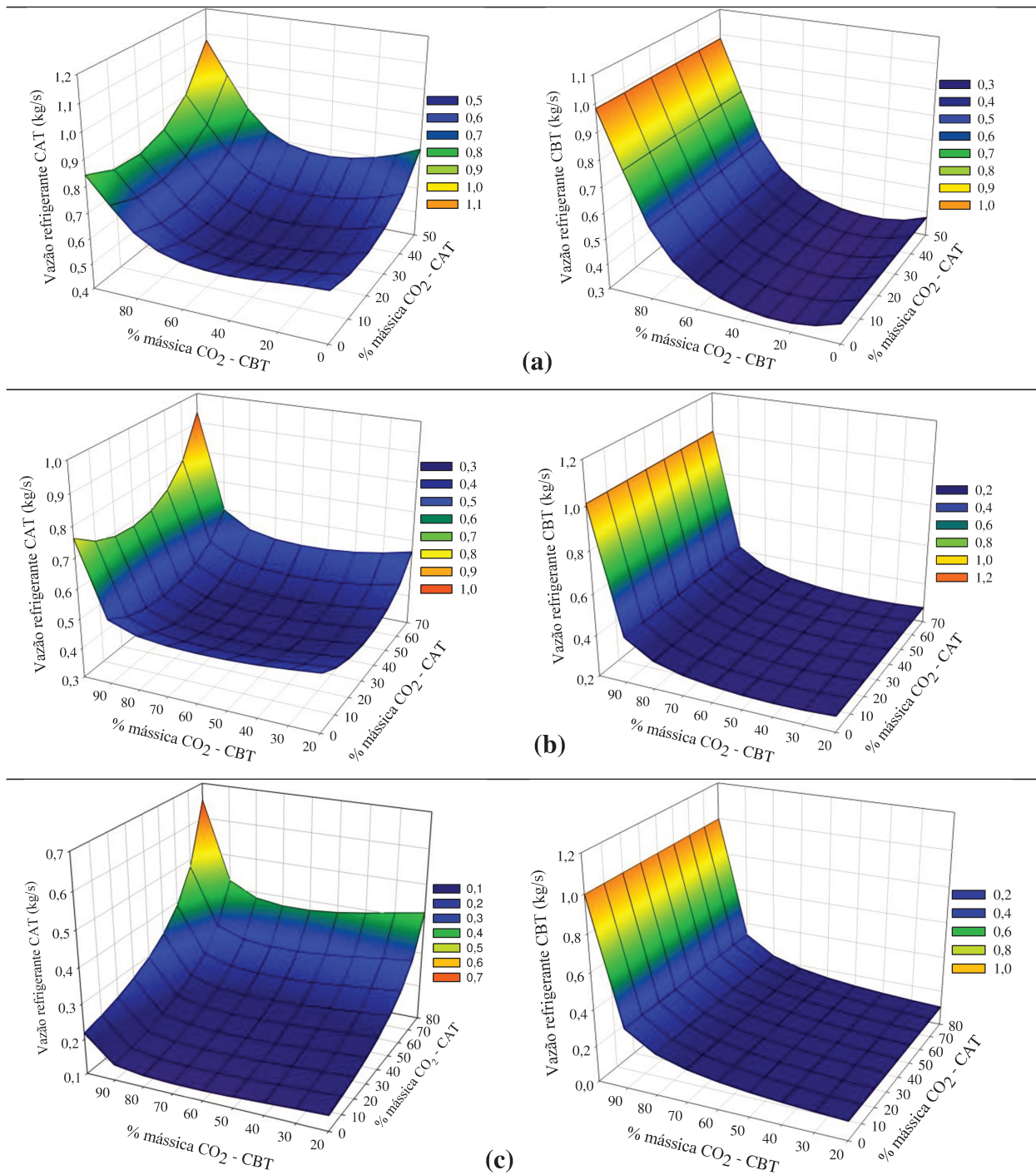


Figura 6.4 Vazões mássicas (kg/s) de refrigerante do CAT e CBT em função da composição dos pares em cada estágio para a) CO₂/Propeno; b) CO₂/DME e c) CO₂/NH₃.

Para a composição de cada par que apresentou o maior valor de *glide* de temperatura foi observada a menor temperatura de líquido saturado na saída do condensador de ambos os ciclos, conforme esquematizado na Figura 6.3. Este efeito auxiliou a redução da diferença de temperatura entre a corrente de líquido saturado e da alimentação do evaporador, uma vez que a última foi mantida constante. Assim, a expansão da corrente de líquido saturado foi menor para atingir as condições da alimentação do evaporador, o que proporcionou menor fração de

vapor e também aumento da variação de entalpia neste equipamento. Como a carga térmica trocada no evaporador foi mantida constante em 100 kW, foi menor a vazão de refrigerante.

Para todos os pares a variação da composição no CAT não proporcionou alterações na vazão de refrigerante do CBT. Já a alteração da composição dos pares no CBT promoveram alterações da vazão de refrigerante em ambos os ciclos do SRC.

Qualquer modificação das condições operacionais do CBT, como neste caso a composição dos pares, repercute em efeitos também no CAT. Como por exemplo, a redução da vazão de refrigerante no CBT proporcionou menor carga térmica no TCC o que levou a necessidade de menor vazão de refrigerante do CAT a diminuir

As menores vazões no CBT para os pares de CO₂/propeno e CO₂/DME foram observadas para a composição que apresentou o maior valor de *glide* de temperatura. Apenas o CO₂+NH₃ apresentou as menores vazões para composições pobres em CO₂ devido à elevada entalpia de vaporização da amônia.

6.2.1.2 Trabalho de compressão

As Figuras 6.5 (a), (b) e (c) representam o consumo total de energia do SRC em função da variação da porcentagem de CO₂ no CAT e CBT. As composições dos pares próximas às que apresentaram o maior *glide* de temperatura no CAT e CBT foram as que minimizaram o consumo de energia do SRC, sendo as mesmas apresentadas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 Composições dos pares no CAT e CBT que minimizaram o trabalho de compressão do SRC-VCC.

Mistura de refrigerantes	% mássica de CO ₂	
	CAT	CBT
CO ₂ /Propeno	30	50
CO ₂ /DME	50	60
CO ₂ /NH ₃	60	70

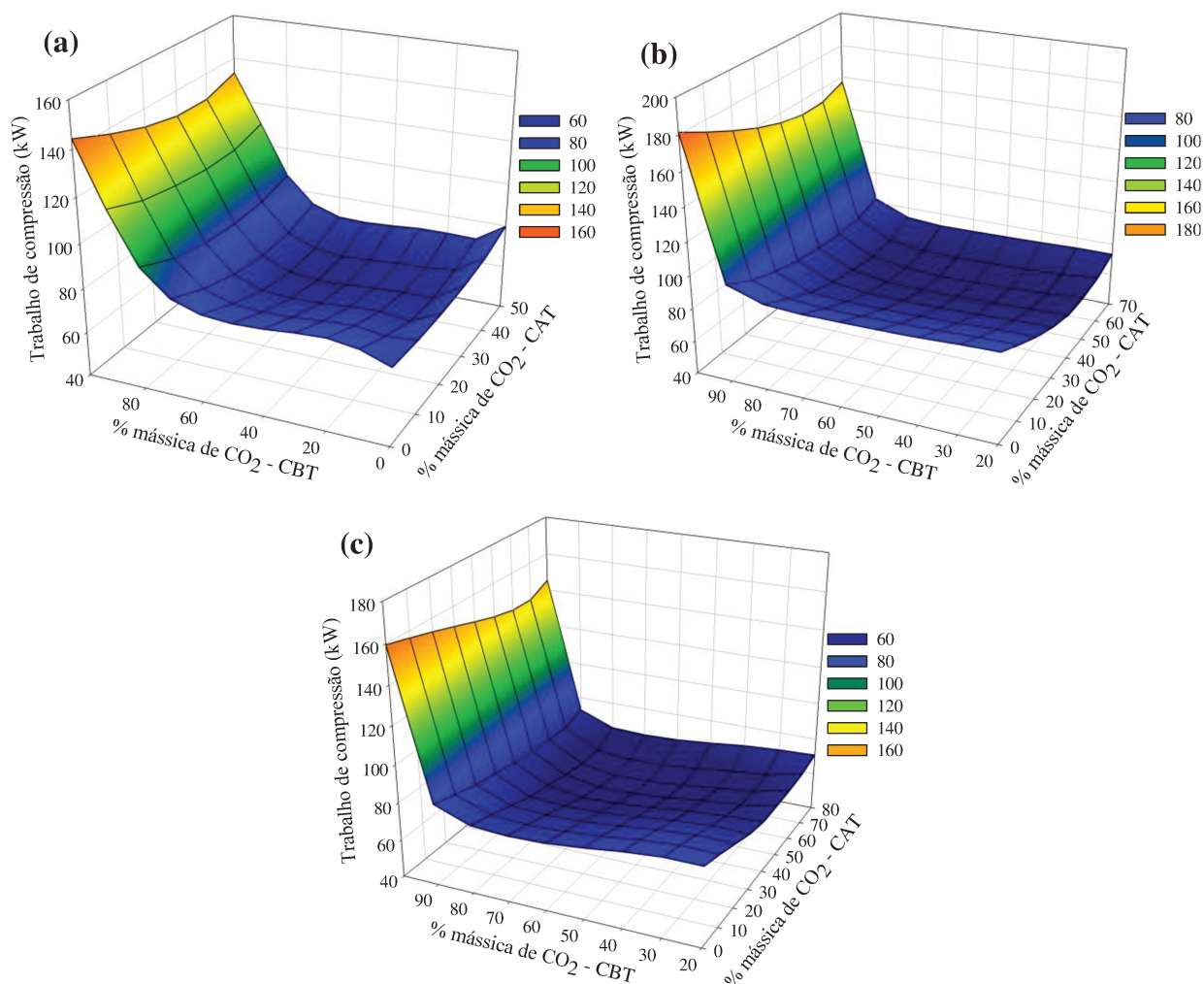


Figura 6.5 Consumo de energia total do sistema em função da composição dos pares em cada ciclo para (a) CO₂/Propeno; (b) CO₂/DME e (c) CO₂/NH₃.

A explicação para este comportamento é semelhante à observada para a vazão de refrigerante. Quanto maior o *glide*, menor a temperatura de líquido saturado na saída do condensador, o que proporcionou a redução na razão expansão para atingir a temperatura desejada no evaporador. Este efeito além de proporcionar menor vazão de refrigerante, permitiu também a redução na razão de compressão, sendo que ambos os fatores promoveram a minimização do trabalho total dos compressores.

6.2.1.3 Análise Exergética

Além dos efeitos discutidos sobre a vazão de refrigerante e o trabalho de compressão, a variação da composição no CAT e CBT também apresentou influências sobre a taxa de destruição de exergia do ciclo. As Figuras 6.6 (a) e (b) representam a distribuição das

irreversibilidades entre os equipamentos do sistema para o par $\text{CO}_2/\text{Propeno}$. Os demais pares apresentaram comportamento semelhante sendo pouco relevante a apresentação dos resultados dos mesmos. Quando a composição do par de um dos ciclos foi variada a do outro foi mantida constante, sendo o mesmo expresso na figura.

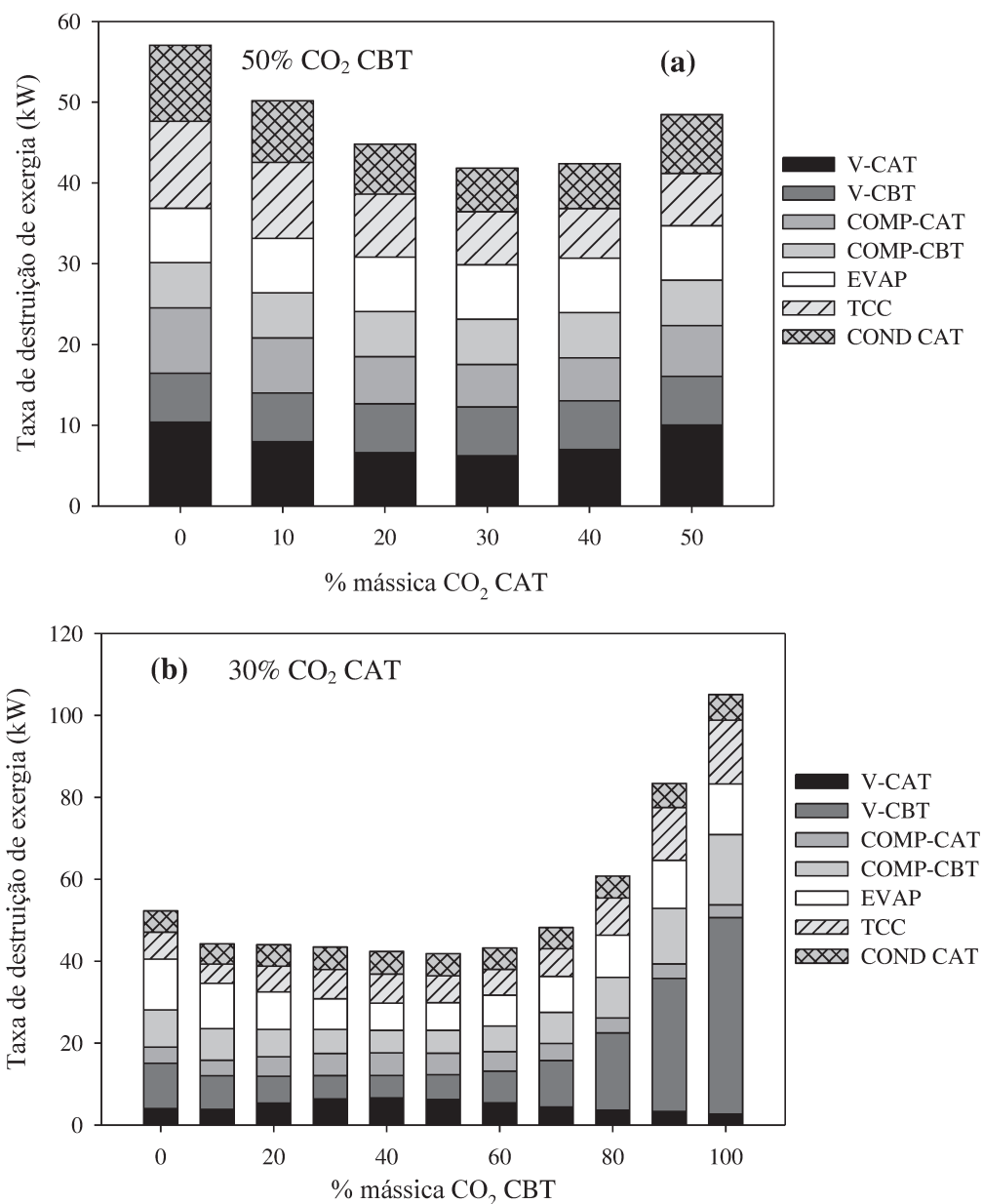


Figura 6.6 Taxa de destruição de exergia total e por equipamentos do SRC-VCC em função da variação da composição do par no (a) CAT e (b) CBT.

De acordo com a Figura 6.6 (b) observou-se que a variação da composição no CBT apresentou efeitos sobre a destruição de exergia de todos os equipamentos do SRC, enquanto que a variação de composição no CAT (Figura 6.6 “a”) restringe os efeitos apenas aos equipamentos deste ciclo.

Os equipamentos que receberam maiores influências da composição sobre a taxa de destruição de exergia foram as válvulas de expansão e os compressores. A redução das razões de expansão e compressão para os maiores valores do *glide* de temperatura promoveram a diminuição das irreversibilidades associadas a estes equipamentos, tanto no CAT como no CBT.

Analisando a irreversibilidade referente à válvula de expansão do CBT (V-CBT) nota-se que o aumento da concentração de CO₂ eleva significativamente a destruição de exergia deste equipamento, chegando a representar 42% do total quando CO₂ puro é utilizado. Este refrigerante apresenta reduzida entalpia de vaporização, o que leva a necessidade de maior vazão de refrigerante para atingir a carga térmica desejada no evaporador. Além disso, também possui elevada pressão de saturação ocasionando maiores razões de expansão e compressão. Ambos os efeitos tendem a promover o aumento da taxa de destruição de exergia tanto na válvula de expansão como no compressor do CBT.

Este comportamento mostra que ao associar o CO₂ a outros refrigerantes houve a formação de uma mistura com propriedades físicas e termodinâmicas mais vantajosas do que a utilização de uma substância pura, como por exemplo, maior entalpia de vaporização e menor pressão de saturação. Estas misturas proporcionaram redução da destruição de exergia o que contribuiu também para o aumento da eficiência energética do sistema.

Variando a composição da mistura no CAT, as irreversibilidades no evaporador permaneceram constantes para toda a faixa de composição, pois as mesmas só proporcionam efeitos sobre os equipamentos deste ciclo. Como observado a utilização de substâncias puras foram as que proporcionaram maior destruição de exergia no condensador e TCC. Por serem isotérmicas durante a mudança de fase, houve o aumento do DTML nestes equipamentos e também das irreversibilidades associadas ao processo de transferência de calor.

Variando a composição no CBT, os trocadores que receberam maiores influências foram o evaporador e o TCC. As substâncias puras apresentaram também maior destruição de exergia do que as misturas, devido ao comportamento semelhante ao discutido para o CAT.

Comparativamente às válvulas de expansão e aos compressores, as irreversibilidades nos trocadores de calor foram consideravelmente menores, contudo as mesmas foram importantes para a minimização da destruição total e maximização da eficiência exergética para todos os pares de refrigerantes avaliados como pode ser observado nas Figuras 6.7 (a), (b) e (c).

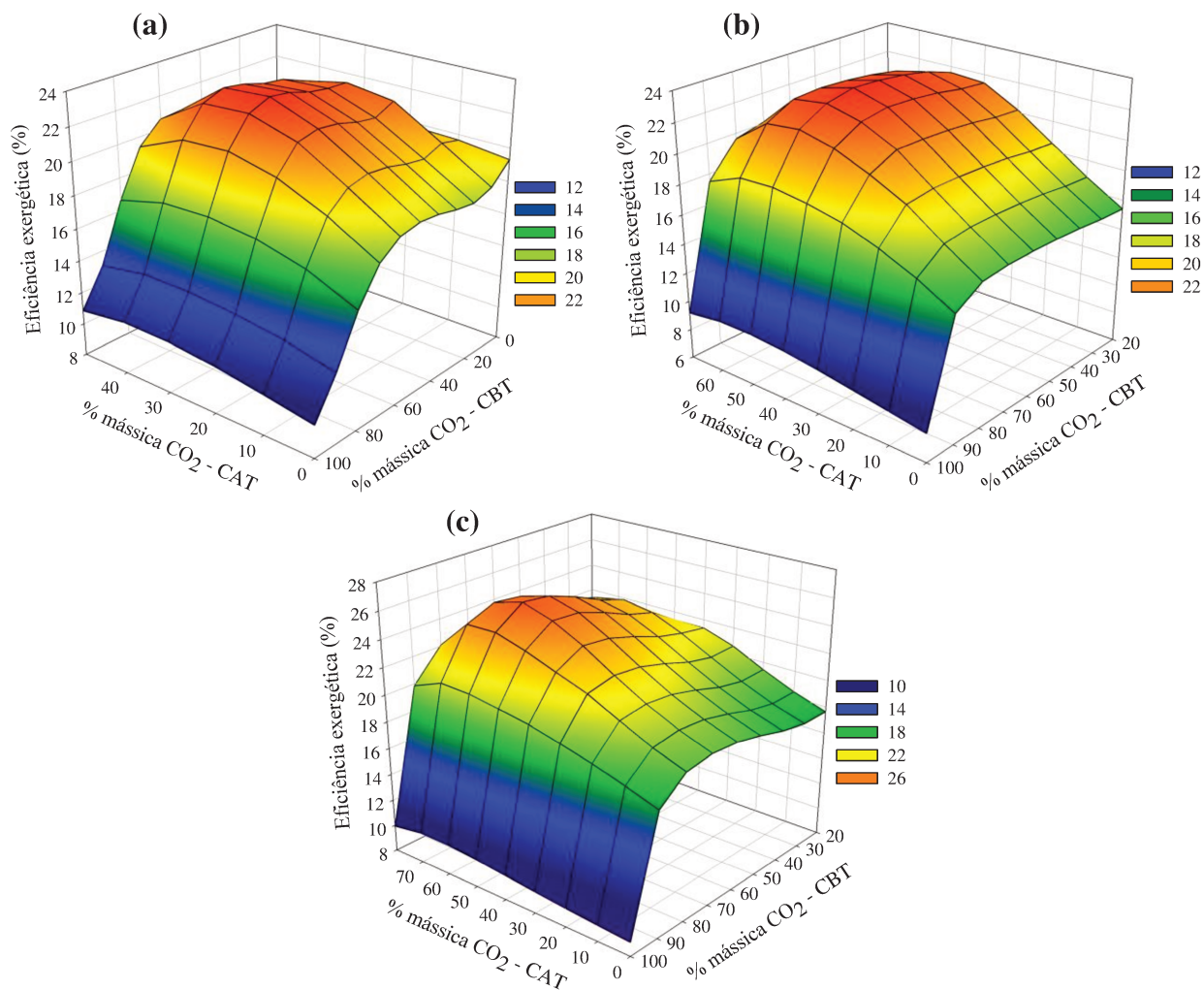


Figura 6.7 Eficiência exerética do SRC-VCC variando a composição dos pares no CAT e CBT para (a) $\text{CO}_2/\text{Propeno}$; (b) CO_2/DME e (c) CO_2/NH_3 .

A eficiência exerética apresentou um valor máximo com a utilização de misturas em ambos os ciclos do sistema. As composições que geraram este comportamento foram às mesmas que promoveram menor trabalho de compressão e próximos aos pontos que apresentaram o maior *glide*.

6.2.1.4 Coeficiente de desempenho

As Figuras 6.8 (a), (b) e (c) apresentam a variação do COP de cada par em função da concentração de CO_2 no CAT e CBT. Como o COP é influenciado diretamente pelo trabalho de compressão, as composições dos pares do CAT e CBT que maximizaram o $\text{COP}_{\text{Global}}$ foram as mesmas que minimizaram o consumo de energia do SRC-VCC, sendo encontradas na Tabela 6.3.

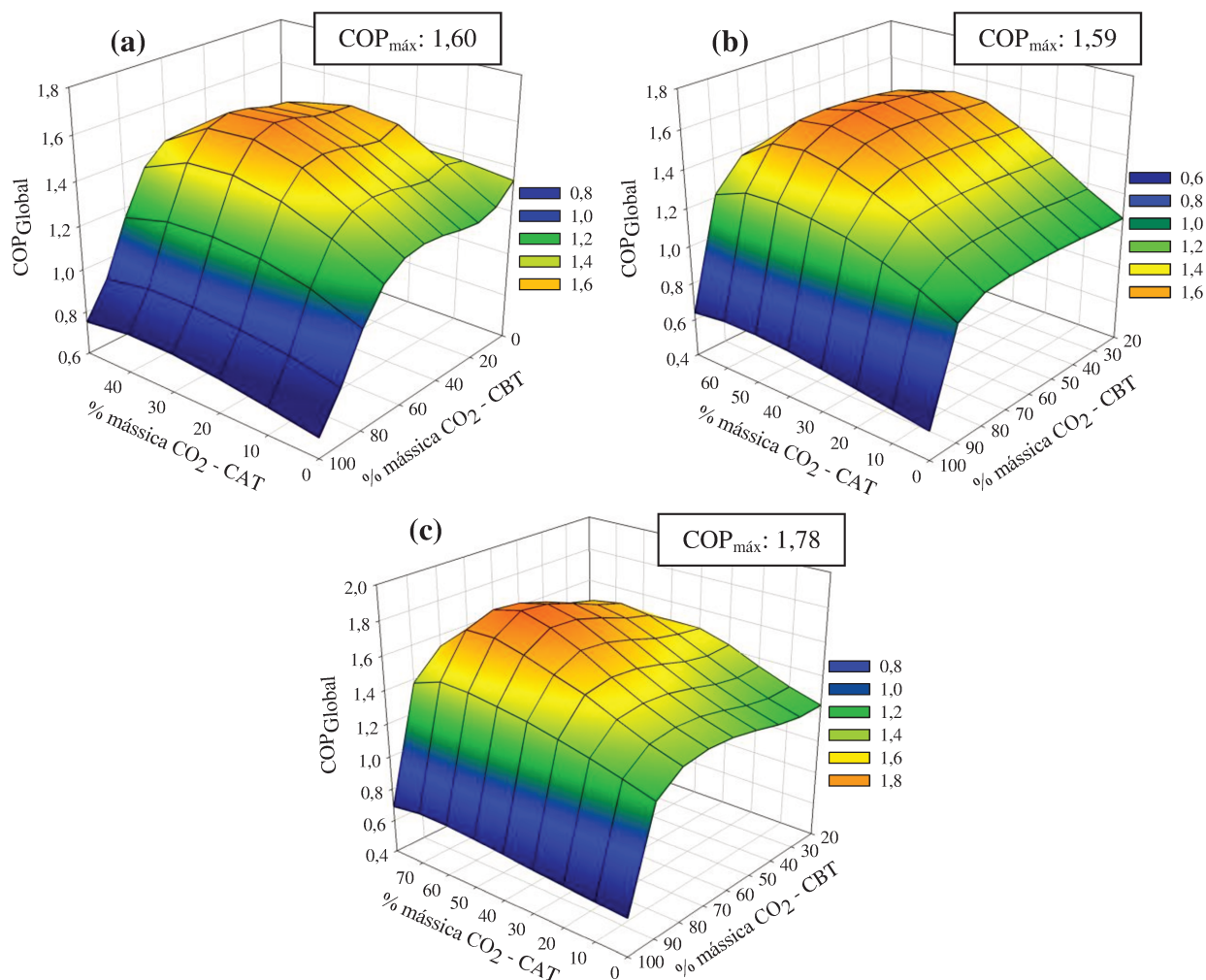


Figura 6.8 COP do SRC-VCC variando a composição dos pares no CAT e CBT para (a) CO₂/Propeno; (b) CO₂/DME e (c) CO₂/NH₃.

Mesmo que haja a escassez de trabalhos na literatura aberta que estudaram os efeitos da presença de misturas não azeotrópicas nos dois ciclos do SRC, existem aqueles que avaliaram a utilização de mistura em apenas um dos ciclos (DI NICOLA *et al.*, 2005, 2011; KUMAR *et al.*, 2014; NASRUDDIN *et al.*, 2011, 2013, 2016). A partir da comparação com estes trabalhos foi possível afirmar que os comportamentos observados para o presente sistema foram condizentes aos encontrados na literatura.

Fan *et al.* (2014) encontraram uma composição para as misturas de CO₂+butano e de CO₂+isobutano que minimizava o consumo de potência pelo compressor e maximizava o coeficiente de desempenho. Os autores discutem que a composição da mistura onde tal comportamento foi observado apresentava a maior entalpia de vaporização, o que por consequência gerou a menor vazão de refrigerante, semelhantemente aos resultados do presente trabalho. Além disso, para a composição que apresentou o maior desempenho foram observadas as menores pressões no condensador e também as menores razões de compressão para ambas as misturas.

Nasruddin *et al.* (2016) realizaram a avaliação do custo de um sistema em cascata em função da concentração de CO₂ na mistura do CBT. Os autores verificaram que existe uma composição ótima que reduz o custo de cada um dos equipamentos do ciclo. A composição que fornece tais resultados difere-se para cada equipamento e com relação à que gera o menor custo total do sistema. Com a otimização do sistema verificaram que a utilização da mistura proporcionou menor consumo energético do SRC. Ainda que a estimativa de custo do sistema não faça parte do foco do presente trabalho é interessante constatar que a composição das misturas apresenta relevante influência tanto no COP como no custo total do SRC.

Wang *et al.* (2014) avaliaram a mistura de CO₂ e R-32 em uma bomba de calor para diferentes temperaturas de evaporação e verificaram a máxima eficiência exergética para a mesma concentração de CO₂ em que foi encontrado o COP máximo em todos os casos estudados. Os autores associaram tal efeito à elevação da entalpia de vaporização da mistura e também à redução da razão de compressão proporcionada pelo aumento da concentração de CO₂.

Desta forma, foi possível concluir que a composição da mistura de cada estágio apresenta significativa influência em parâmetros operacionais do sistema, que proporcionaram a maximização do COP e da eficiência exergética e a minimização do consumo de energia e vazão de refrigerante, representando uma variável relevante para o projeto de sistemas de refrigeração em cascata com elevada eficiência energética.

6.2.2 Efeito da T_{CondCBT} no desempenho do sistema

Para a presente análise todas as variáveis do sistema foram mantidas constantes exceto a T_{CondCBT} a qual é o objeto de estudo, sendo que a mesma variou de -5 a 40 °C a intervalos de 5 °C.

Ao variar a T_{CondCBT} , a diferença entre as pressões e temperaturas dos evaporadores e condensadores do CAT e CBT também foram alteradas. À medida que a T_{CondCBT} aumenta esta diferença diminui para o CAT enquanto que para o CBT aumenta, como exemplificado na Figura 6.9 (a) e (b), proporcionando alteração das condições operacionais dos ciclos impactando sobre o desempenho do sistema.

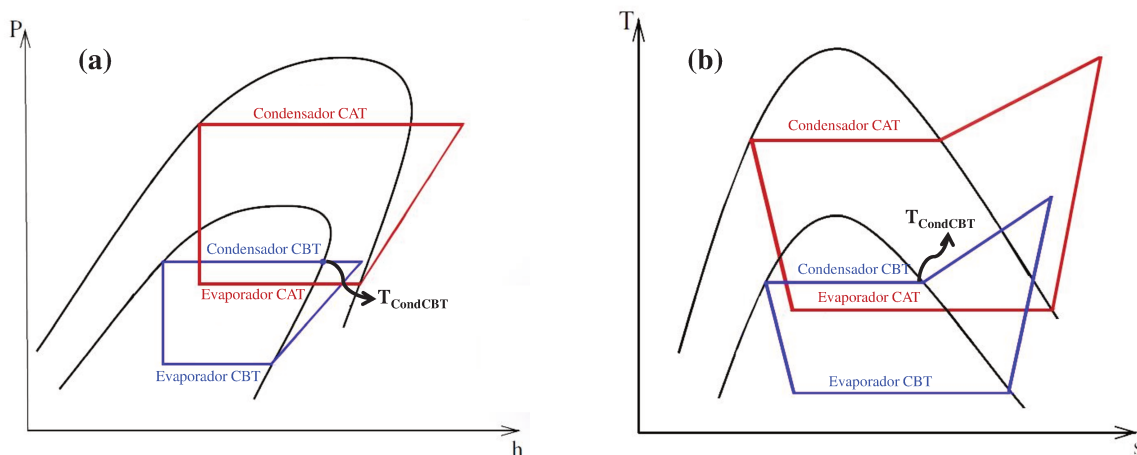


Figura 6.9 Diagramas genéricos de (a) pressão-entalpia e (b) temperatura-entropia para substâncias puras para o SRC-VCC.

6.2.2.1 Vazão de refrigerante

As Figuras 6.10 (a), (b) e (c) representam respectivamente o efeito da variação de T_{CondCBT} sobre a razão de expansão, variação de entalpia no evaporador (Δh_{evap}) e vazão de refrigerante para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.

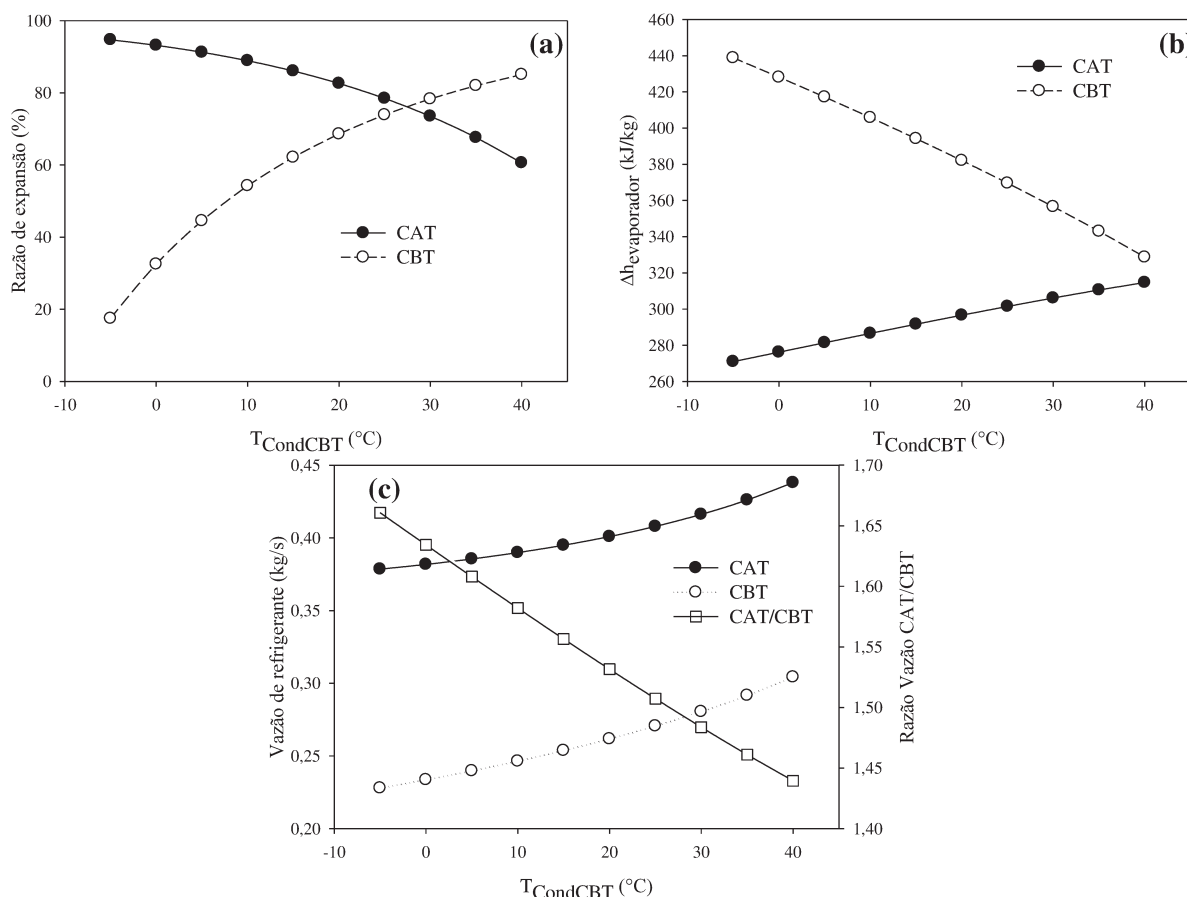


Figura 6.10 Variação da: (a) razão de expansão; (b) entalpia no evaporador (Δh_{evap}) e (c) vazão mássica (kg/s) de refrigerante em função da variação da T_{CondCBT} para CO_2/DME com 50% CAT e 60% CBT.

O aumento da T_{CondCBT} fez com que a diferença entre a temperatura do evaporador e condensador do CBT fosse maior, o que promoveu maior razão de expansão e redução da Δh_{evap} conforme observado nas Figuras 6.10 (a) e (b). Quanto menor a variação de entalpia no evaporador maior será a vazão de refrigerante para atender a carga térmica de 100 kW.

Já no CAT, mesmo que o aumento da T_{CondCBT} proporcione menor razão de expansão e maior Δh_{evap} (Figura 6.10 “a” e “b”), observou-se que não há a redução da vazão de refrigerante, que pelo contrário, aumenta relativamente a vazão no CBT. Isso se deve ao fato de que qualquer alteração das condições operacionais do CBT também é propagado para o CAT. Levando em consideração que além de proporcionar maior vazão do CBT, o aumento da T_{CondCBT} também promove temperaturas de descarga do compressor maiores para este ciclo que resultou no aumento da carga térmica trocada no TCC. Para compensar este efeito a vazão do CAT tende a aumentar de acordo com o comportamento observado na Figura 6.10 (c).

Getu e Bansal (2008) e Messineo (2012) verificaram que a razão entre a vazão de refrigerante no CAT e CBT diminui com o aumento da T_{CondCBT} , resultado semelhante ao encontrado no presente trabalho como pode ser observado na Figura 6.10 (c). Este comportamento indica que T_{CondCBT} promove um impacto maior sobre a variação da vazão para o CBT do que o CAT, explicando a inclinação negativa da reta.

6.2.2.2 Trabalho de compressão

Além dos efeitos sobre a vazão de refrigerante, a variação da T_{CondCBT} influencia também a razão de compressão e a distribuição do consumo de energia entre os compressores dos ciclos do SRC.

Analisando a Figura 6.11 (a) foi possível verificar que o trabalho dos compressores do CAT e CBT apresentam comportamentos opostos em função de T_{CondCBT} . A medida que esta temperatura aumenta o consumo de energia do CAT tende a diminuir e o do CBT a aumentar.

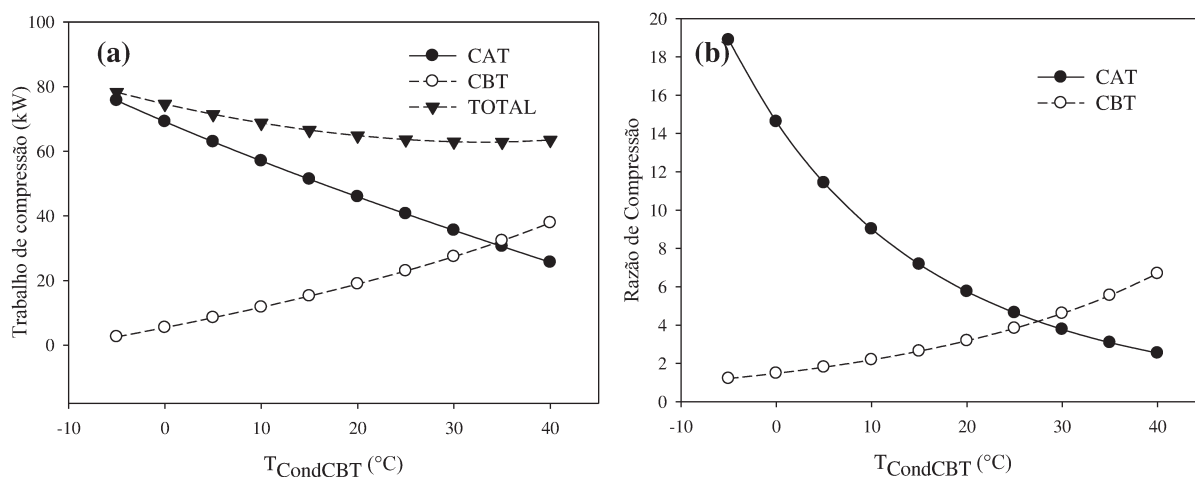


Figura 6.11 Variação do (a) Trabalho de compressão e (b) Razão de compressão em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.

A Figura 6.11 (b) apresenta a variação da razão de compressão do CAT e CBT em função de T_{CondCBT} , a qual influencia diretamente as condições de temperatura e pressão no condensador do CBT e evaporador do CAT. Como a temperatura do evaporador do CBT foi mantida constante, o aumento de T_{CondCBT} leva a um incremento na diferença de pressão entre o evaporador e condensador deste ciclo, elevando tanto a razão de compressão como o trabalho de compressão. Já para o CAT, como a temperatura de condensação foi mantida constante, o aumento de T_{CondCBT} diminui a razão de compressão e também a energia consumida pelo compressor deste ciclo.

Devido a este comportamento foi possível observar que há uma T_{CondCBT} que distribui o trabalho de compressão entre os ciclos e minimiza o consumo de energia total do SRC. Para o presente sistema a temperatura que proporcionou o menor trabalho de compressão (63 kW) foi de 35 °C.

A T_{CondCBT} apresenta relativa influência no desempenho termodinâmico do sistema cascata, como constatado em diversos trabalhos (LEE *et al.* 2006; DI NICOLA *et al.*, 2011; DOPAZO E FERNÁNDEZ-SEARA, 2011; MESSINEO E PANNON, 2012). A manipulação desta variável permite determinar condições de operação que distribuam não somente o trabalho dos compressores, mas também as irreversibilidades entre cada um dos estágios, proporcionando o aumento do desempenho energético e exergético do ciclo.

6.2.2.3 Análise Exergética

A Figura 6.12 apresenta a distribuição das taxas de destruição de exergia em cada equipamento do SRC em função da T_{CondCBT} . Os equipamentos que apresentaram os maiores alterações na taxa de destruição de exergia em função da variável avaliada foram as válvulas de expansão e os compressores. As irreversibilidades destes equipamentos foram significativamente influenciadas pelo comportamento das razões de expansão e compressão.

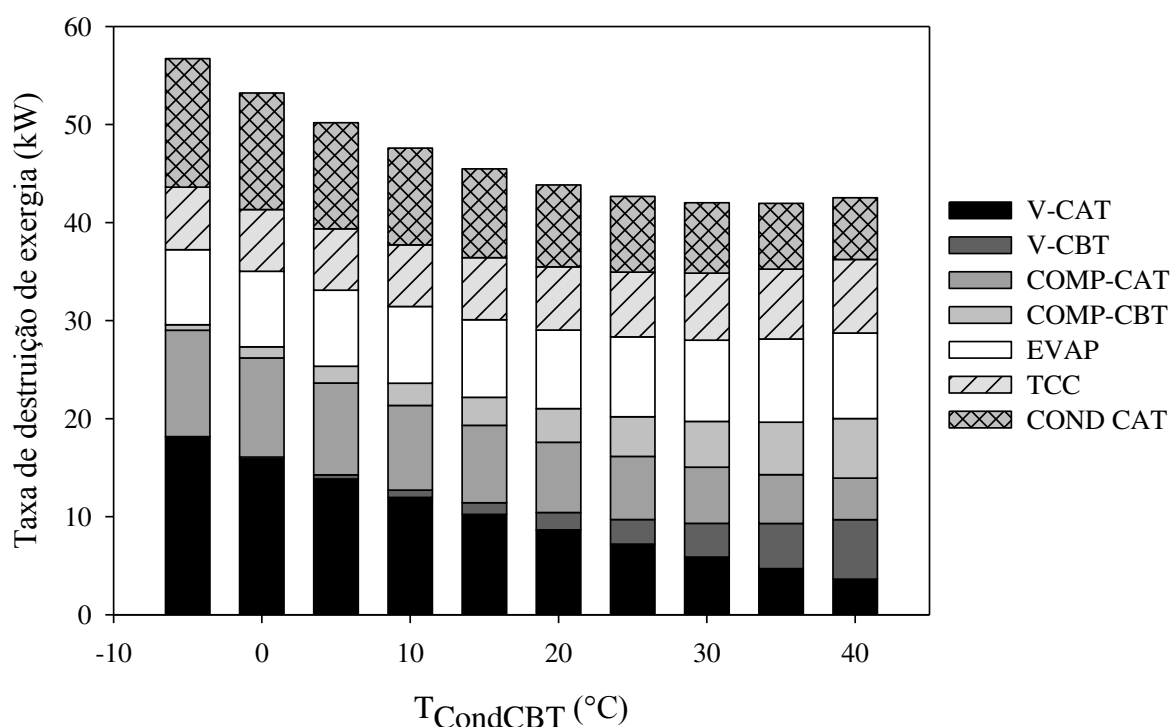


Figura 6.12 Taxa de destruição de exergia total e por equipamento do SRC-VCC para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.

Quanto maior a variação de pressão na válvula de expansão, maior será a destruição de exergia. Como o aumento do T_{CondCBT} eleva a razão de expansão do CBT e diminui a do CAT, a destruição de exergia apresentou o mesmo comportamento. Estes equipamentos apresentaram elevadas taxas de destruição, sendo que em alguns casos representou 33% do total.

Já para os compressores, nos quais a eficiência isentrópica foi mantida constante, o aumento da razão de compressão para o CBT em função da T_{CondCBT} proporcionou maior trabalho de compressão e geração de entropia levando a um aumento das irreversibilidades. No CAT, o comportamento oposto foi observado, sendo que o aumento de T_{CondCBT} reduziu a destruição devido a menor razão de compressão e consumo de energia.

O trocador de calor cascata e o evaporador foram os equipamentos em que a taxa de destruição de exergia permaneceram praticamente constantes. As condições de temperatura e pressão no evaporador apresentam pouca variação em função de T_{CondCBT} explicando o comportamento observado. Já no trocador cascata, o aumento de T_{CondCBT} além de aumentar a carga térmica trocada, proporcionou uma redução na diferença de temperatura média logarítmica (DTML), sendo que ambos efeitos causaram pouca variação na destruição de exergia neste equipamento.

No condensador do CAT (COND-CAT) a redução da razão de compressão pelo aumento de T_{CondCBT} fez com que a temperatura de descarga do compressor deste ciclo fosse menor. Assim, como as temperaturas de entrada e saída da água de refrigeração foram mantidas constantes, a menor temperatura de descarga levou a redução da DTML, diminuindo também as irreversibilidades durante a troca de calor.

A somatória dos efeitos sobre cada equipamento levou o sistema a apresentar a menor destruição de exergia para a temperatura de 35 °C, a mesma que proporcionou menor trabalho de compressão e maior eficiência exergética como pode ser observada na Figura 6.13.

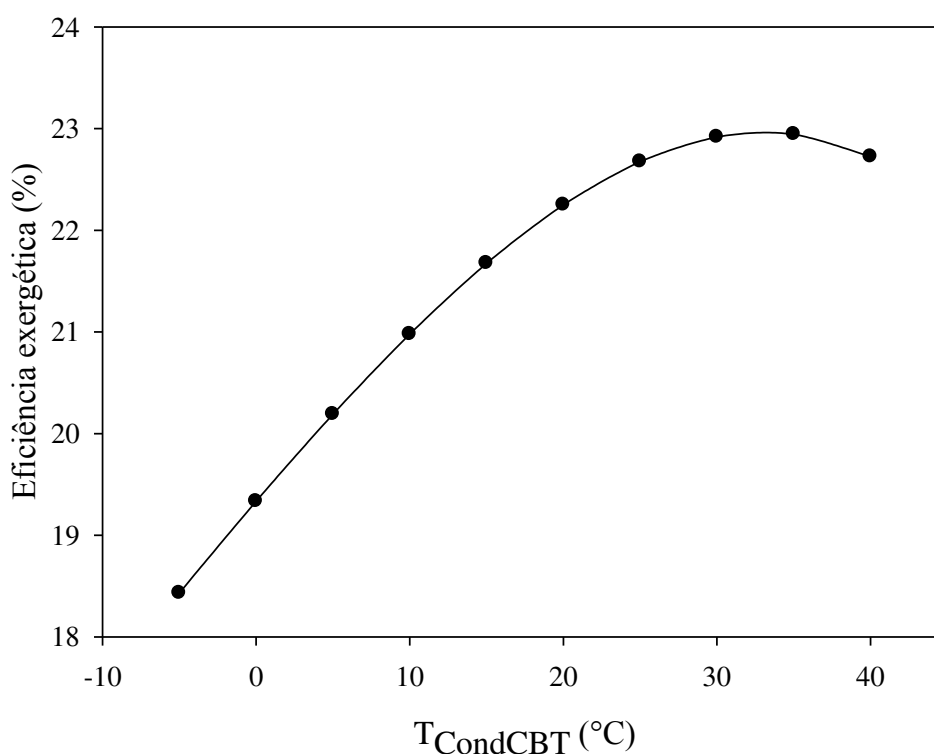


Figura 6.13 Eficiência exergética do SRC-VCC em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.

6.2.2.4 Coeficiente de desempenho

A T_{CondCBT} também apresentou efeitos sobre o $\text{COP}_{\text{Global}}$ do SRC e também sobre o COP do CAT e CBT como constatado na Figura 6.14. Verificou-se que os COP's do CAT e do CBT apresentaram comportamentos opostos em função da variação de T_{CondCBT} , semelhantemente aos resultados obtidos para o trabalho de compressão, sendo que a mesma apresenta influência sobre o COP. Constatou-se ainda que a temperatura de 35 °C foi a que maximizou o $\text{COP}_{\text{Global}}$ (1,59) do SRC-VCC.

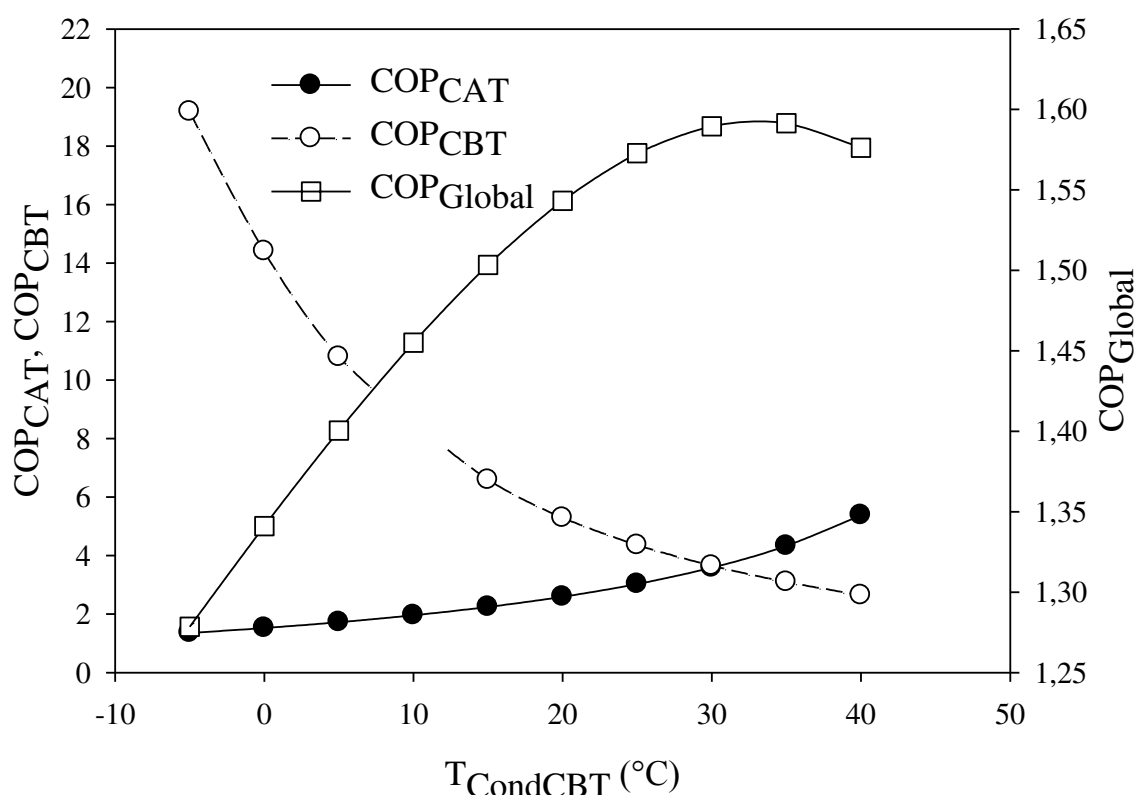


Figura 6.14 Variação do COP_{CAT} , COP_{CBT} e $\text{COP}_{\text{Global}}$ em função de T_{CondCBT} para o par de CO_2/DME com 50% no CAT e 60% no CBT.

Além disso, é interessante notar que se T_{CondCBT} variar em $\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ com relação a 35 °C, haverá uma variação de menos de 1% com relação ao COP máximo. Esta característica se torna interessante do ponto de vista que o SRC apresenta uma ampla faixa de T_{CondCBT} em que o mesmo pode operar com elevada eficiência.

Os resultados obtidos para o par de CO_2/DME foram utilizados como base para discussão dos efeitos de T_{CondCBT} uma vez que os comportamentos dos demais pares foram semelhantes, diferenciando-se apenas pela temperatura que proporcionou os maiores COP's.

A Tabela 6.4 apresenta quais foram as T_{CondCBT} e também as composições de cada par no CAT e CBT que maximizaram o COP do SRC-VCC.

Tabela 6.4 Composição no CAT e CBT e T_{CondCBT} que maximizaram o COP do SRC-VCC para cada par estudado.

Mistura de refrigerante	% mássica CO ₂		T_{CondCBT} °C	COP _{máximo}
	CAT	CBT		
CO ₂ /Propeno	30	50	30	1,60
CO ₂ /DME	50	60	35	1,59
CO ₂ /NH ₃	60	70	30	1,78

6.3 Otimização

A ferramenta *Aspen Optimizer* foi utilizada para a maximização do COP do SRC. Devido a restrições do programa, não foi possível realizar a otimização de forma que a própria ferramenta fizesse a alteração da composição automaticamente. Assim esta variável foi discretizada, sendo necessário simular cada caso para todas as combinações de composição possíveis no CAT e CBT para obter o perfil dos resultados da maximização do COP. As Figuras 6.15 (a), (b) e (c) apresentam os resultados obtidos da otimização para cada um dos pares estudados.

Na otimização adotou-se que as temperaturas de evaporação no CBT e de vapor saturado no condensador do CAT fariam parte das variáveis manipuladas já que as mesmas apresentam relativa influência sobre o desempenho do sistema como constado na literatura (LEE *et al.*, 2006; KILICARSLAN e HOSUZ, 2010; DOPAZO e FERNANDEZ-SEARA, 2011; MA *et al.*, 2014), não se justificando mantê-las constantes. Caso fossem mantidas constantes, o resultado da otimização seria semelhante aos encontrados na análise paramétrica, porém não representariam o melhor desempenho termodinâmico que o ciclo poderia atingir para atender a aplicação proposta.

Após a otimização de todos os casos, verificou-se que as temperaturas de vapor saturado do condensador do CAT e de evaporação do CBT se aproximaram das temperaturas das fontes de rejeição e absorção de calor mantendo sempre uma aproximação mínima de temperatura de 5 °C. Este comportamento foi benéfico ao sistema, uma vez que a redução da diferença de temperatura entre o condensador do CAT e evaporador do CBT diminui o trabalho total de compressão do SRC.

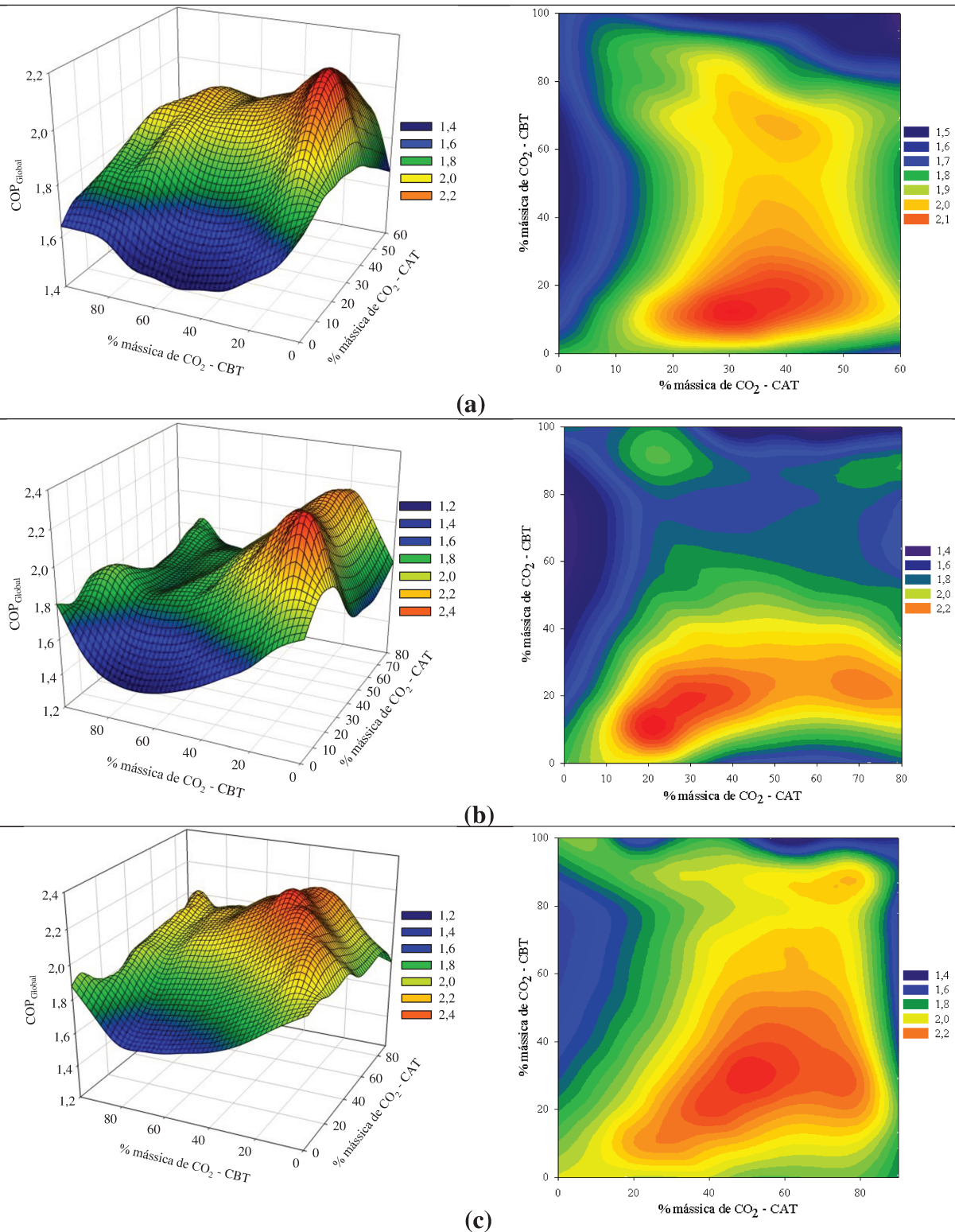


Figura 6.15 Resultados da otimização dos pares: a) CO₂/Propeno, b) CO₂/DME, c) CO₂/NH₃.

Além disso, de acordo com Stoecker e Walukas (1981) e Didion e Bives (1990), a utilização de misturas não azeotrópicas no ciclo de compressão de vapor se torna interessante quando as fontes de rejeição e absorção de calor apresentam variação de temperatura durante a troca de calor. Devido ao *glide* de temperatura é possível obter uma configuração que

promova a menor DTML entre as correntes no trocador reduzindo as irreversibilidades associadas à transferência de calor, elevando as eficiências exergetica e energética do SRC.

Os resultados da otimização estão de acordo com a teoria, as composições dos pares que melhor atenderam à aplicação foram aquelas que possuíam um *glide* de temperatura próximo ao do refrigerante secundário e que minimizaram o DTML, como observado na Figura 6.16.

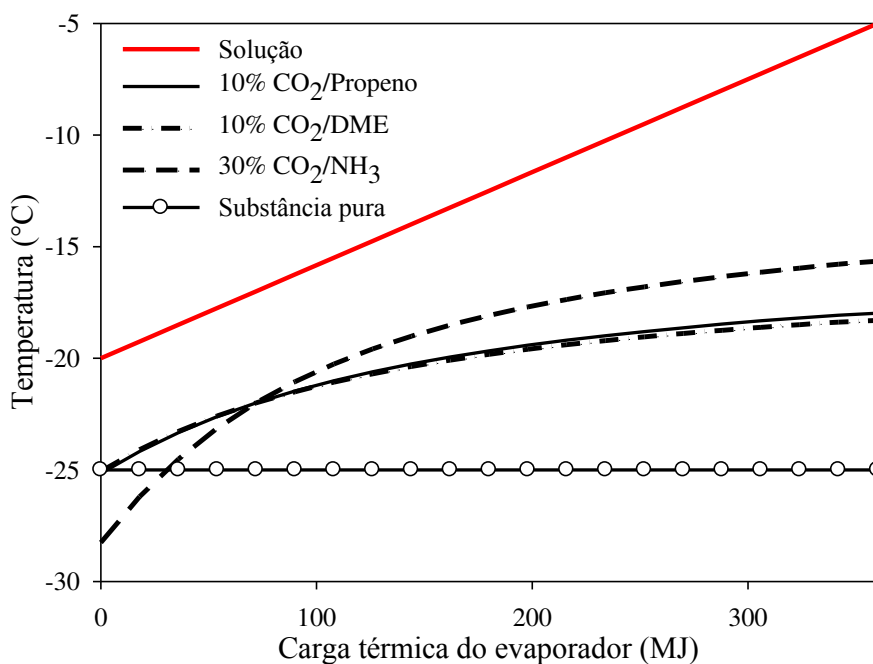


Figura 6.16 Variação da temperatura do refrigerante secundário e dos pares que maximizaram o COP no evaporador.

A maior parte dos trabalhos encontrados na literatura que avaliaram misturas no SRC, utilizaram-na no CBT. A partir dos resultados da análise paramétrica é possível entender os motivos que levaram a adoção da mistura neste ciclo. As alterações feitas no CBT geram modificações nas condições operacionais de todo o SRC enquanto que as modificações no CAT ficaram restritas apenas a este ciclo.

Apesar disso, analisando as Figuras 6.15 verificou-se que, em todos os casos, a utilização dos pares apenas no CBT proporcionou COP's menores do que a utilização de substância pura. Desta forma a adoção de misturas apenas no CBT, para a aplicação analisada não representa a condição que beneficia o COP.

Devido à grande quantidade de resultados encontrados optou-se por focar a análise apenas nos pontos com máximo desempenho termodinâmico para cada par. Alguns resultados destes cenários estão expressos na Tabela 6.5, os quais serão utilizados para discussão.

Tabela 6.5 Resultados da otimização para os pares de refrigerantes avaliadas.

Variável operacional		CO ₂ /Propeno	CO ₂ /DME	CO ₂ /NH ₃
Composição (% mássica de CO ₂)	CAT	30	20	50
	CBT	10	10	30
Temp. Condensador (°C)	CAT	51,3	53,2	52,8
	CBT	17,7	24,9	30,6
Temp. Evaporador (°C)	CAT	-1,4	5,7	6,0
	CBT	-25,2	-25,1	-28,3
Vazão de refrigerante (kg/s)	CAT	0,47	0,35	0,19
	CBT	0,29	0,26	0,11
Pressão Condensador (kPa)	CAT	3115	1555	2980
	CBT	1061	651	1365
Temp. descarga (°C)	CAT	74,5	71,4	95,3
	CBT	39,1	55,5	131,1
Trabalho Compressão (kW)		46,0	42,7	43,1
COP		2,17	2,34	2,32
Eficiência exergética (%)		31,3	33,8	33,5

O par que apresentou a menor vazão mássica de refrigerante foi CO₂/NH₃, apresentando vazão cerca de 60% menor do que o par de CO₂/propeno no CAT e CBT, 46 e 58% menor do que a vazão para o CO₂/DME no CAT e CBT respectivamente. Quanto menor a vazão de refrigerante, menor também é a carga deste no equipamento reduzindo o custo da compra dos refrigerantes. Em casos de vazamento, menor também será a quantidade de material perdida para o ambiente, diminuindo a probabilidade de ocorrência de acidentes uma vez que os gases NH₃, propeno e DME são inflamáveis (MESSINEO, 2012). Além disso, vazões reduzidas proporcionam a diminuição na dimensão dos equipamentos tornando o sistema de refrigeração compacto e com menor de custo de aquisição.

A redução da vazão verificada para o par de CO₂ e NH₃ se deve à elevada entalpia de vaporização que a mistura possui, como pode ser visto na Figura 6.17, sendo maior do que os demais pares em quase toda a faixa de composição.

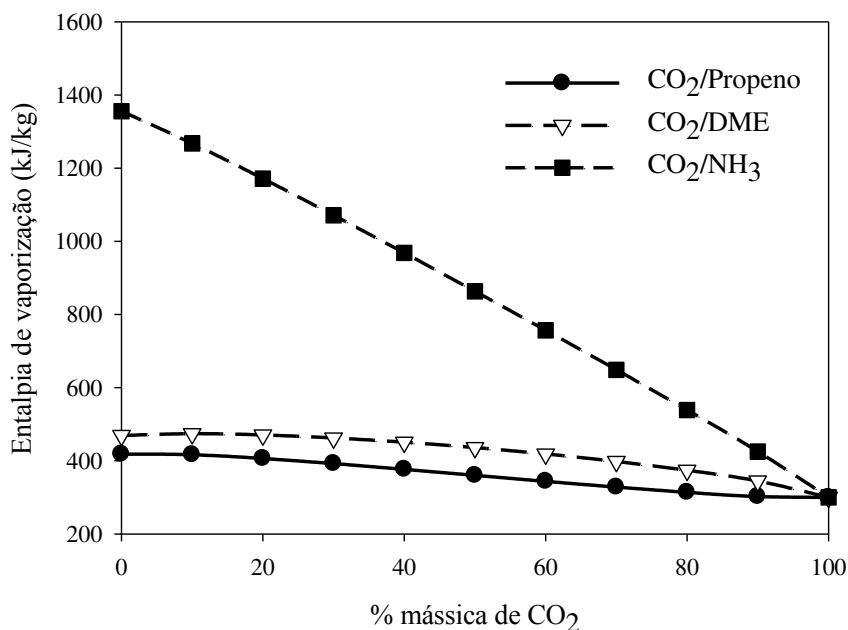


Figura 6.17 Entalpia de vaporização em função da composição dos pares de refrigerantes.

Já o par CO₂/DME foi que apresentou o maior COP (2,34) sendo 8% maior do que os pares CO₂/propeno (2,17) e 1% maior do que CO₂/NH₃ (2,32).

Dentre os pares estudados o CO₂/propeno foi o que apresentou o menor COP, menor eficiência exergética e maiores vazões de refrigerante sendo que o mesmo não apresenta uma alternativa interessante para a aplicação proposta.

Além do desempenho termodinâmico do sistema é interessante avaliar como as condições de operação podem influenciar o custo e a vida útil do sistema, por mais que esta análise seja apenas superficial para o presente trabalho.

O par CO₂/DME foi que apresentou as menores pressões de descarga dentre os estudados, o que auxilia na redução do custo de aquisição do SRC uma vez que os materiais de construção dos equipamentos e das tubulações não necessitariam apresentar elevada resistência mecânica para suportar altas pressões.

Segundo Park e Jung (2007) a vida útil e a confiabilidade do sistema bem como a estabilidade das misturas refrigerante e do lubrificante podem ser examinadas indiretamente pela análise da temperatura de descarga do compressor. Recomenda-se que esta temperatura não exceda 121 °C (ASHRAE, 2014), pois acima desta causariam desgastes nas partes mecânicas e nos componentes elétricos dos compressores havendo a possibilidade de vazamentos, formação de ácidos e degradação do óleo lubrificante que prejudicam a eficiência do SRC.

Segundo informações técnicas, a maioria dos óleos lubrificantes iniciam a degradação e a evaporação em temperaturas acima de 180 °C e na medida em que a temperatura de

descarga aumenta aproximadamente 10 °C o tempo de decomposição química do lubrificante cai pela metade. (DEMMA, 2005)

O par CO₂/NH₃ foi o que apresentou as maiores temperaturas de descarga em relação aos demais. A temperatura de descarga do CBT apresentou valor (131,1 °C) maior do que o limite recomendado de 121 °C, sendo um agravante na utilização deste par.

De acordo com o desempenho termodinâmico e as condições operacionais discutidas, a utilização do par CO₂/DME no CAT e CBT foi a combinação que gerou o maior COP e que melhor atendeu às necessidades do sistema, sendo a mesma escolhida como a melhor opção para a aplicação avaliada.

Vale ressaltar que além da análise termodinâmica seria interessante a avaliação econômica dos sistemas otimizados para complementar os critérios de escolha do par de refrigerantes que proporcionaria o melhor cenário para a aplicação estudada.

6.3.1 Comparação: Misturas vs. Substâncias puras

O presente trabalho propõe que a utilização de misturas no dois ciclos do SRC apresenta uma alternativa com COP maior do que a utilização de substâncias puras no dois ciclos ou mistura em apenas um.

Após análise da literatura os trabalhos que avaliaram a utilização de misturas em ciclos em cascata utilizaram-na em grande maioria no ciclo de baixa temperatura. Para o presente estudo de caso foi verificado na otimização que a utilização de misturas apenas no CBT apresentaram um COP menor do que comparado a utilização de substância pura. Já os maiores COP's foram obtidos com o uso de misturas nos dois ciclos.

Portanto esta seção destina-se à comparação entre o COP otimizado de sistemas utilizando-se pares de refrigerantes no CAT e CBT com relação ao SRC utilizando substâncias puras nos dois ciclos. Cada par de refrigerante foi comparado ao SRC utilizando os respectivos refrigerantes puros não havendo combinação entre eles, ou seja, se a comparação foi realizada para o CO₂/DME só foram utilizados pares destes refrigerantes ou os mesmos puros.

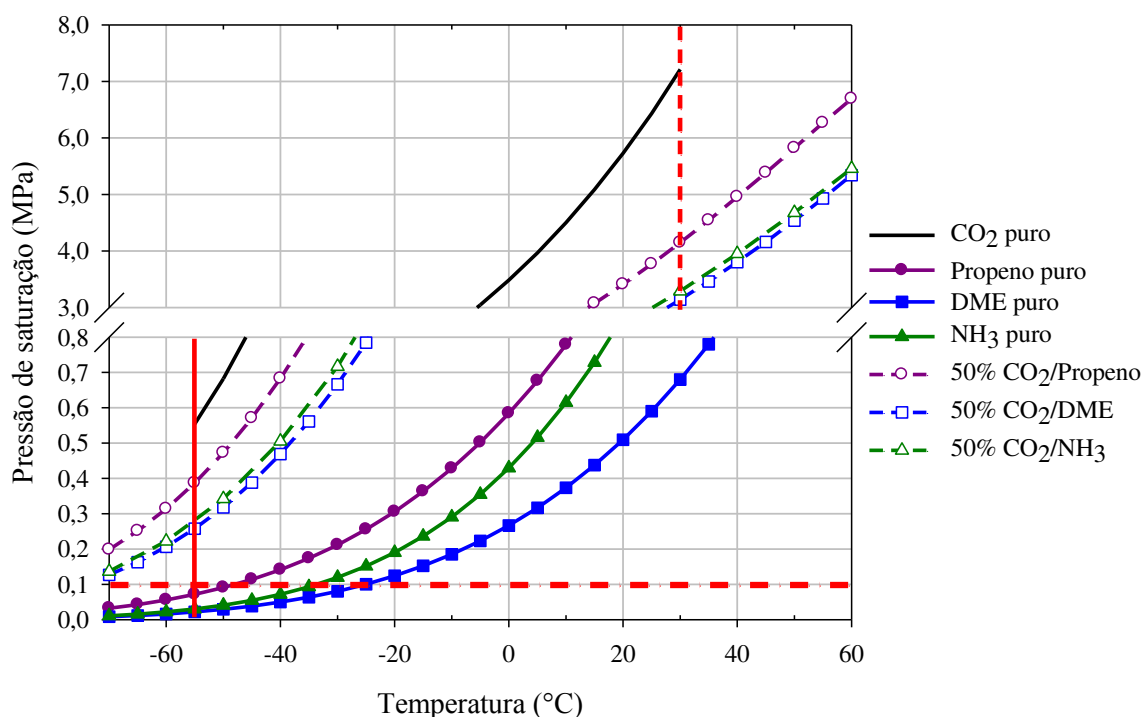
A Tabela 6.6 apresenta a comparação proposta, sendo que todos os casos representam os resultados otimizados para a aplicação. Observa-se que a utilização de misturas em ambos os ciclos apresenta ganho sobre o COP dos SRC's com substâncias puras que varia de 18 a 32%.

Tabela 6.6 Comparação entre o COP do SRC com substância pura ou misturas no CAT e CBT.

Mistura de refrigerante		% mássica		COP	Ganho (%)
		CAT	CBT		
CO ₂ /propeno	Caso 1	30/70	10/90	2,17	-
	Caso 2	0/100	0/100	1,80	21
	Caso 3	0/100	100/0	1,64	32,4
CO ₂ /DME	Caso 1	20/80	10/90	2,34	-
	Caso 2	0/100	0/100	1,87	25,3
	Caso 3	0/100	100/0	1,80	30,6
CO ₂ /NH ₃	Caso 1	50/50	30/70	2,32	-
	Caso 2	0/100	0/100	1,97	18
	Caso 3	0/100	100/0	1,88	23,7

Ainda é interessante avaliar que os pares estudados apresentaram elevado *glide* de temperatura, maior do que alguns refrigerantes comerciais não-azeotrópicos (R436A = 8,1 °C; R441A = 20,6 °C). Assim os pares podem atender não só o estudo de caso avaliado no presente trabalho, mas também aplicações nas quais fontes de rejeição e absorção de calor apresentam elevadas variações de temperatura na transferência de calor.

A associação entre refrigerantes ainda pode ser benéfica em condições operacionais que as substâncias puras não poderiam atender. A Figura 6.18 apresenta a pressão de saturação em função da temperatura dos refrigerantes puros e também de algumas misturas com CO₂.

**Figura 6.18** Pressão de saturação-Temperatura para os pares avaliados.

A linha horizontal pontilhada delimita a pressão atmosférica que no presente estudo foi utilizada como restrição, pois abaixo da mesma há a possibilidade de entrada de ar e umidade no sistema reduzindo seu desempenho. Observa-se que os refrigerantes propeno, DME e amônia apresentam um limite de temperatura que mostra ser possível utilizá-los sem atingir pressões abaixo da atmosférica. Quando associados ao CO₂ há o aumento da pressão de saturação da mistura o que torna possível a aplicação das mesmas para uma faixa mais ampla de temperaturas do que em relação à substância pura.

Além disso, o CO₂ apresenta uma temperatura de solidificação de -56 °C (linha vertical à esquerda da Figura 6.18), inviabilizando sua utilização para aplicações que necessitem de temperaturas de evaporação abaixo desta. Mas quando este refrigerante é combinado com outros, há a formação de uma mistura que reduz o ponto de solidificação permitindo alcançar temperaturas menores do que o CO₂ puro.

Outro fator que dificulta a utilização do CO₂ puro em ciclos de refrigeração é a baixa temperatura crítica (31,1 °C – linha vertical pontilhada à direita da Figura 6.18), sendo que caso fossem necessárias temperaturas acima desta, o ciclo operaria em regime transcrito, o qual apresenta um rendimento energético menor do que o subcrítico. A associação deste refrigerante a outros aumenta a temperatura crítica da mistura o que proporciona um aumento na faixa de operação sem atingir condições transcricas, além do que há a redução da pressão de saturação com relação ao CO₂ puro o que auxilia na eficiência energética do sistema.

6.4 Conclusões

O sistema de refrigeração cascata composto por dois ciclos de compressão de vapor foi analisado utilizando diferentes pares de refrigerantes. Realizou-se uma análise paramétrica para verificar a influência de alguns parâmetros operacionais, como temperatura de vapor saturado no condensador e composição dos pares de refrigerantes no CAT e CBT sobre o COP. O sistema foi otimizado para cada um dos pares a fim de determinar a condição de operação que maximiza o COP. As principais conclusões obtidas de cada uma das avaliações foram:

- A T_{CondCBT} representa uma variável importante no projeto de um sistema cascata permitindo alcançar uma condição de operação que melhor distribui o trabalho e as irreversibilidades entre cada estágio do sistema;

- Com a utilização de misturas no CAT e CBT foi possível alcançar desempenho termodinâmico maior do que com a utilização de substâncias puras. A redução da vazão de

refrigerante e do trabalho dos compressores foram algumas das características alcançadas pela utilização de misturas que auxiliaram a maximização tanto do COP como da eficiência exergética do sistema;

- O par CO_2/NH_3 apresentou as menores vazões de refrigerante (0,19 kg/s no CAT e 0,11 kg/s no CBT) sendo cerca de 60% menor do que o par de CO_2 /propeno no CAT e CBT, 46 e 58% menor do que a vazão para o CO_2 /DME no CAT e CBT respectivamente. Porém, a mistura também foi a que apresentou as maiores temperaturas e pressões de descarga dos compressores;

- O par que apresentou maior coeficiente de desempenho foi o de CO_2 /DME (2,34) cerca de 8% maior do que o par CO_2 /propeno e 1% maior do que o CO_2/NH_3 . A utilização do par de CO_2 /DME com 20% no CAT e 10% no CBT foi a escolhida como a melhor opção para a aplicação;

- A utilização de misturas em ambos os ciclos apresentou um ganho que variou de 18 a 32 % com relação ao COP do SRC operando apenas com substâncias puras no CAT e CBT.

Os pares de refrigerantes avaliados permitem atender aplicações em que as temperaturas das fontes de rejeição e absorção de calor apresentem uma ampla variação entre a entrada e a saída, ou ainda, condições de operacionais em que as substâncias puras não seriam capazes de atender pela possibilidade de solidificação ou por apresentarem pressão abaixo da atmosférica no evaporador.

Além da análise termodinâmica e dos parâmetros de operação, uma análise econômica de fatores que envolvam todos os custos de aquisição, operação e manutenção dentro das condições de operação dos cenários de máximo COP, seria uma ferramenta importante para complementar os critérios de seleção do par que melhor atende a aplicação avaliada.

CAPÍTULO 7 . Ciclo SRC – FTVI

Neste capítulo será analisada a utilização do tambor flash com injeção de vapor em um sistema de refrigeração cascata (SRC-FTVI). Este estudo de caso foi proposto como uma alternativa para melhoria do COP do SRC associado a utilização de pares de refrigerantes no CAT e CBT. O sistema avaliado no primeiro estudo de caso (SRC-VCC) será comparado aos resultados do presente sistema para verificar se a utilização do FTVI no SRC promove melhorias no desempenho.

7.1 Metodologia

Nesta seção serão apresentadas informações complementares àquelas descritas no Capítulo 4, como: a descrição do SRC-FTVI, as condições de operação para análise paramétrica e também alguns dados utilizados para a otimização.

7.1.1 Descrição do SRC-FTVI

O sistema de refrigeração cascata com tambor *flash* e injeção de vapor (SRC-FTVI) foi representado esquematicamente pela Figura 7.1. Tanto o CAT como o CBT apresentam os mesmos equipamentos e princípios de operação. Assim sendo, a descrição será baseada em apenas um dos ciclos sendo especificadas apenas as correntes análogas a cada um.

Como o CAT e CBT operam com dois estágios de expansão em diferentes níveis de pressão, optou-se por classificar os equipamentos que apresentam pressões elevadas como estágio de alta pressão, sendo diferenciados pela letra “A” após o respectivo nome do equipamento. Já para os equipamentos que apresentarem as menores pressões de cada ciclo foram considerados como estágios de baixa pressão, sendo indicados pela letra “B” após os nomes dos equipamentos.

As correntes 2 e 10 são expandidas pelas válvulas de expansão VA-CAT e VA-CBT até determinada pressão intermediária e são enviadas para os tambores *flash* (equipamentos FLASH-CAT e FLASH-CBT) onde há a separação de fases gasosa e líquida. As fases líquidas (correntes 5 e 13) são enviadas para uma nova expansão nos equipamentos VB-CAT e VB-CBT nas quais há a redução da pressão até a condição de temperatura necessária no

evaporador. Nos evaporadores (equipamentos TCC para o CAT e Evaporador para o CBT) as correntes 6 e 14 são vaporizadas gerando as correntes 7 e 15, pela absorção de calor e posteriormente são enviadas para os compressores de baixa pressão (COMP B-CAT e COMP B-CBT) que são responsáveis por elevar a pressão das correntes de forma a igualá-las à pressão das correntes de vapor saturado vindas dos tambores *flash* (correntes 4 e 12). As correntes são misturadas e enviadas para os compressores de alta pressão (COMP A-CAT e COMP A-CBT) que elevam a pressão até as condições necessárias para a rejeição de calor. Os condensadores (equipamentos Condensador para o CAT e TCC para o CBT) por sua vez promovem a liquefação das corrente 1 e 18, as quais retornam à alimentação das válvulas de expansão.

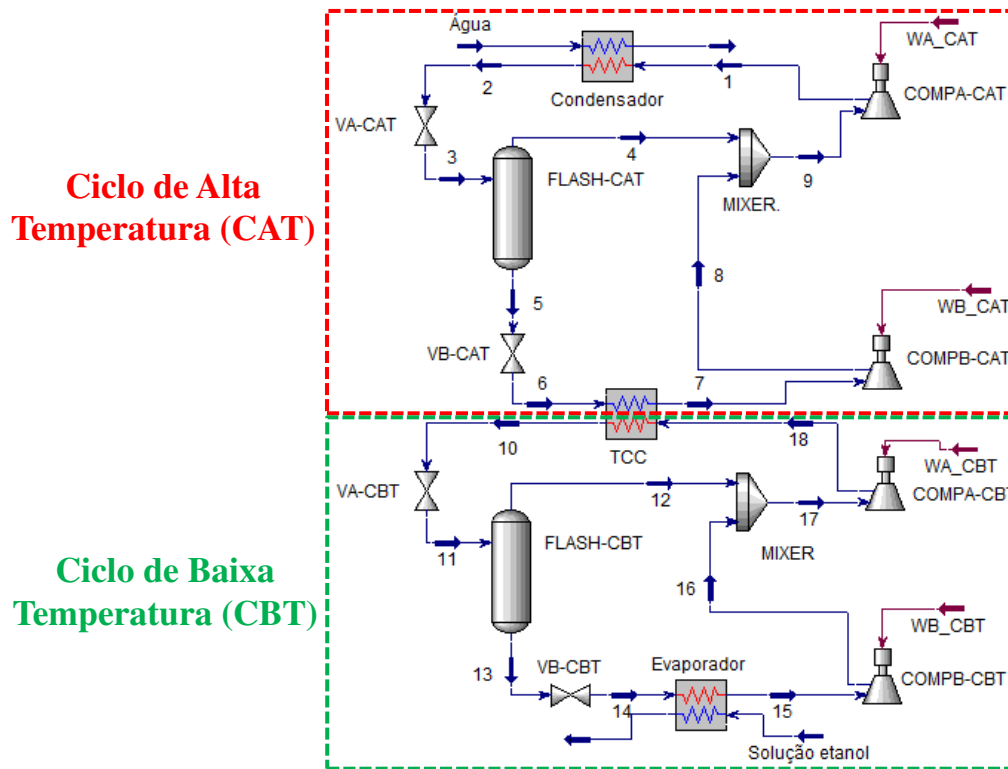


Figura 7.1 Sistema de refrigeração em cascata com tambor flash e injeção de vapor (SRC-FTVI).

O termo “pressão intermediária” foi utilizado para indicar a pressão das correntes que alimentam os tambores *flash* sendo representadas pelas correntes 3 no CAT e 11 no CBT segundo Figura 7.1. A razão de expansão (RE) para o CAT e CBT foram calculadas pelas equações 7.1 e 7.2, respectivamente.

$$RE_{CAT} [\%] = \left[\frac{P_2 - P_3}{P_2} \right] \cdot 100 \quad (7.1)$$

$$RE_{CBT} [\%] = \left[\frac{P_{10} - P_{11}}{P_{10}} \right] \cdot 100 \quad (7.2)$$

7.1.2 Análise paramétrica

Neste capítulo, além das variáveis estudadas no primeiro estudo de caso, houve a inserção das razões de expansão do CAT e CBT na análise paramétrica. Desta forma as variáveis estudadas foram:

- porcentagem mássica de CO₂ no CAT e CBT;
- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT});
- razão de expansão no CAT e CBT (RE CAT e RE CBT).

As variáveis como carga térmica do evaporador, temperaturas de evaporação do CBT (T_{13}) e de vapor saturado no condensador do CAT ($T_{1\text{VSat}}$) foram mantidas constantes, para que fosse possível analisar apenas os efeitos proporcionados pelas variáveis manipuladas nos parâmetros operacionais e no COP.

As informações utilizadas para análise das variáveis manipuladas e fixas para cada um dos pares estão expressas na Tabela 7.1 e 7.2, respectivamente.

Tabela 7.1 Variáveis manipuladas na análise paramétrica SRC-FTVI.

Mistura de refrigerantes	% mássica de CO ₂		Razão de expansão (%)		T_{CondCBT} (°C)
	CAT	CBT	CAT	CBT	
CO ₂ /Propeno	0 - 50	0-100	0, 25 e 50	0, 25 e 50	5 a 40
CO ₂ /DME	0 - 70	20-100	0, 25 e 50	0, 25 e 50	5 a 40
CO ₂ /NH ₃	0 - 80	20-100	0, 25 e 50	0, 25 e 50	5 a 40

Tabela 7.2 Variáveis fixas na análise paramétrica SRC-FTVI.

Mistura de refrigerantes	$T_{1\text{VSat}}$ (°C)	T_{13} (°C)
CO ₂ /Propeno	54	-38
CO ₂ /DME	62	-46
CO ₂ /NH ₃	55	-43

As temperaturas $T_{1\text{VSat}}$, T_{13} e T_{CondCBT} mantiveram os mesmos valores do primeiro estudo de caso para que fosse possível a comparação entre as diferentes configurações de SRC-VCC e SRC-FTVI. As justificativas para a escolha destas temperaturas e também da faixa de composição dos pares em cada estágio do sistema seguiram a mesma linha discutida para o primeiro estudo de caso, sendo encontradas no item 6.1.2 do Capítulo 6.

O uso do FTVI foi estudado estando o mesmo presente em um ou em ambos estágios do SRC. A notação de 0% de razão de expansão significa que o tambor flash não estava presente no estágio estudado. Já as razões de expansão de 25 e 50% foram escolhidas mediante análise prévia para que, em toda a faixa de composição e de T_{CondCBT} , a maior razão

de expansão não apresentasse uma temperatura na entrada do tambor flash menor do que a do evaporador.

7.1.3 Otimização

Na otimização, além das variáveis avaliadas na análise paramétrica, foram adicionadas ainda a temperatura de vapor saturado no condensador do CAT (T_{1VSat}) e do evaporador do CBT (T_{13}) como variáveis manipuladas. Desta forma as variáveis manipuladas na otimização foram:

- porcentagem mássica de CO_2 no CAT e CBT;
- razões de expansão no CAT e CBT;
- temperatura de vapor saturado no condensador do CAT (T_{1VSat});
- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT ($T_{CondCBT}$);
- temperatura de evaporação no CBT (T_{14}).

A função objetivo foi a maximização do COP para cada par, aplicando restrição de que a diferença de temperatura mínima entre as correntes em todos os trocadores de calor fosse maior ou igual a 5 °C. A ferramenta *Optimizer* e o método 'Mixed' foram utilizados para a otimização dos casos do SRC-FTVI.

7.2 Resultados e discussões da análise paramétrica SRC-FTVI

Esta seção será destinada à discussão dos resultados obtidos da análise paramétrica, avaliando os efeitos proporcionados pela utilização do FTVI sobre a variação da vazão de refrigerante, trabalho de compressão, destruição de exergia e COP.

7.2.1 Efeitos da composição dos pares e da $T_{CondCBT}$ no SRC-FTVI

Para o SRC-FTVI foram avaliados os efeitos da variação da composição dos pares em ambos os ciclos e também da $T_{CondCBT}$ em parâmetros operacionais, como vazão de refrigerante, trabalho de compressão, eficiência exérgica e COP.

Constatou-se que as variáveis analisadas promoveram comportamentos semelhantes aos observados para o primeiro estudo de caso com relação aos parâmetros operacionais comparados, diferenciando-se apenas na magnitude do efeito.

Além disso, as composições dos pares presentes em cada ciclo que geraram o menor trabalho de compressão e o maior COP para o presente sistema foram as mesmas que promoveram tais efeitos no SRC-VCC.

Os efeitos que proporcionaram tal comportamento foram discutidos previamente no Capítulo 6 sendo suprimida aqui a repetição da mesma argumentação.

Portanto, a discussão do presente capítulo estará fundamentada nos efeitos proporcionados pela presença do FTVI no SRC, sendo que variáveis como composição do CAT e CBT e T_{CondCBT} serão apresentadas e discutidas apenas em casos que as mesmas exibirem efeitos associados ao FTVI.

7.2.2 Efeito do tambor *flash* com injeção de vapor no SRC-FTVI

Nesta seção serão discutidos alguns efeitos no desempenho do sistema proporcionados pela presença do FTVI no SRC, podendo o mesmo ser utilizado em um ou em ambos os ciclos em diferentes combinações de razão de expansão. Além disso, a presente configuração será comparada aos resultados do sistema do primeiro estudo de caso, uma vez que as temperaturas de condensação do CAT e de evaporação do CBT foram as mesmas para ambos.

7.2.2.1 Vazão de refrigerante

A discussão dos principais efeitos na vazão de refrigerante será baseada nos resultados obtidos para o par de CO_2 /Propeno no CBT, uma vez que os mesmos foram semelhantes para todos os pares e também para o CAT. Para tanto, a T_{CondCBT} foi mantida constante em 30°C por representar a temperatura que promoveu os maiores COP's.

Na presente configuração estudada tambor flash realiza a separação das fases líquida e gasosa geradas na expansão da primeira válvula, sendo que a RE influencia a proporção e composição de ambas as fases. Assim, apenas a corrente de líquido saturado segue para a segunda expansão, para o evaporador e posteriormente a compressão. A corrente de vapor saturado é misturada à corrente comprimida vinda do estágio de baixa pressão e alimentada na sucção do compressor do estágio de alta pressão. Desta forma o estágio de baixa pressão opera com uma fração da vazão total alimentada no tambor flash.

O diagrama genérico de pressão-entalpia (Figura 7.2) que traz a representação de um ciclo VCC e um FTVI foi utilizado como apoio para a discussão.

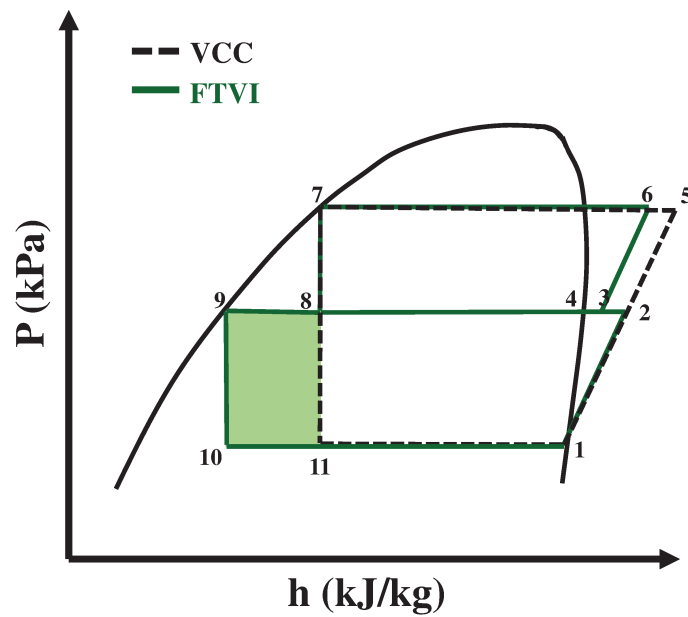


Figura 7.2 Diagrama pressão-entalpia representando o ciclo VCC e FTVI.

O tambor flash foi representado pelas retas 9-8-4, no qual o ponto 8 representa a alimentação e os pontos 9 e 4 as correntes de líquido e vapor saturado, respectivamente. Comparativamente ao ciclo de único estágio, a presença do tambor flash associado à expansão em dois estágios proporcionaram um aumento na variação de entalpia no evaporador (Δh_{evap}), representado pela reta 10-11 na Figura 7.2. Desta forma, como a carga térmica do evaporador foi mantida constante espera-se que a vazão de refrigerante neste equipamento seja menor para o FTVI do que em relação ao VCC.

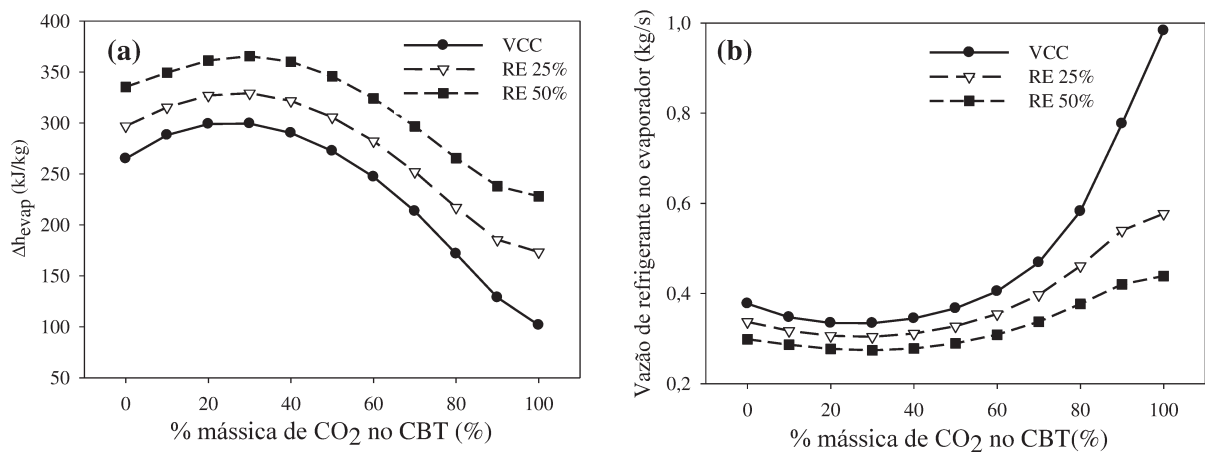


Figura 7.3 Efeito de diferentes razões de expansão na entalpia de vaporização no evaporador (a) e vazão mássica (kg/s) de refrigerante no evaporador (b).

Como pode ser observado na Figura 7.3 (a), o aumento da razão de expansão proporcionou a elevação do Δh_{evap} e como consequência reduziu a vazão de refrigerante neste equipamento para toda a faixa de concentração do par (Figura 7.3 b). Estes resultados se

assemelham aos obtidos por Beak *et al.*(2014) em que foi constatado que o aumento da injeção de vapor devido à maior razão de expansão promoveu a elevação do Δh_{evap} .

O Δh_{evap} apresentou variação em função da porcentagem de CO_2 na mistura apresentando ponto de máximo para composição de 30% de CO_2 . Neste mesmo ponto foi verificada a menor vazão de refrigerante no evaporador como observado na Figura 7.3 (b).

Para concentração de CO_2 acima de 60% houve um aumento acentuado da vazão de refrigerante no evaporador e redução significativa do Δh_{evap} uma vez que este refrigerante possui menor capacidade térmica do que propeno sob as mesmas condições de temperatura de evaporação.

Apesar da RE de 50% para válvula de expansão do estágio de alta pressão (VA-CBT) ter proporcionado menor vazão de refrigerante no evaporador, a mesma proporcionou a maior vazão de vapor saturado (Figura 7.4 “a”). Como a pressão de alimentação do tambor flash foi calculada com relação à pressão de condensação, o aumento da razão de expansão proporcionou uma diferença de pressão elevada na VA-CBT, o que por consequência aumentou a fração de vapor na corrente de alimentação (Figura 7.4 “b”).

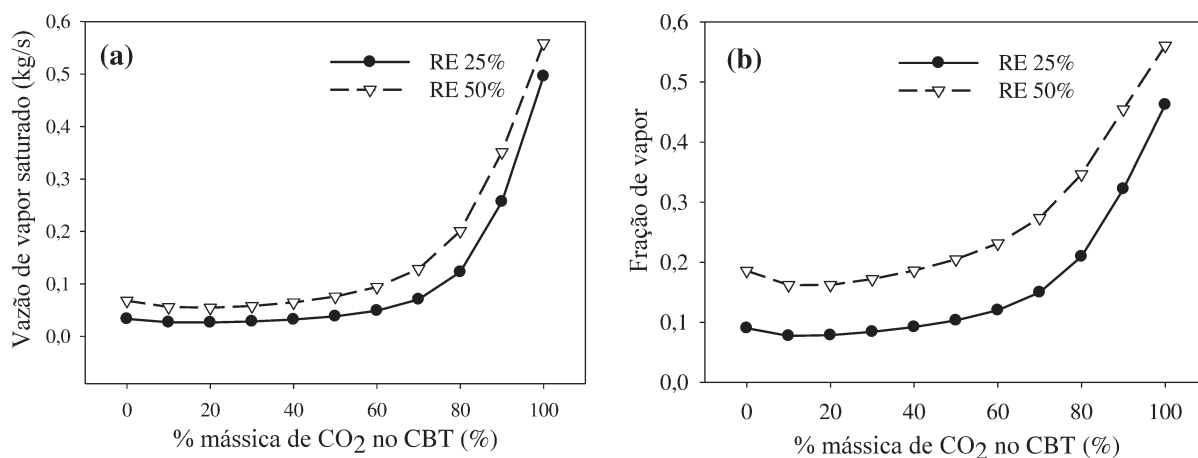


Figura 7.4 Vazão mássica (kg/s) de vapor saturado (a) e fração de vapor na alimentação do tambor flash (b) para diferentes RE e composição do par no CBT.

Nota-se que para composições acima de 60% de CO_2 há um incremento acentuado tanto na fração de vapor na alimentação como também na vazão de vapor saturado que deixa o tambor *flash*. O CO_2 apresenta elevada pressão de saturação, assim quanto mais rica a mistura deste refrigerante, maior será a variação de pressão na VA-CBT aumentando também a vaporização da mistura.

Para manter a carga térmica do evaporador de 100 kW, a vazão de total de refrigerante no CBT foi ajustada de acordo com a proporção de líquido e vapor separados no tambor flash para cada RE. Como observado na Figura 7.5 a vazão de refrigerante total para o FTVI com

diferentes RE's com relação e o VCC foram semelhantes, sendo constatadas reduções menores que 2% para o primeiro.

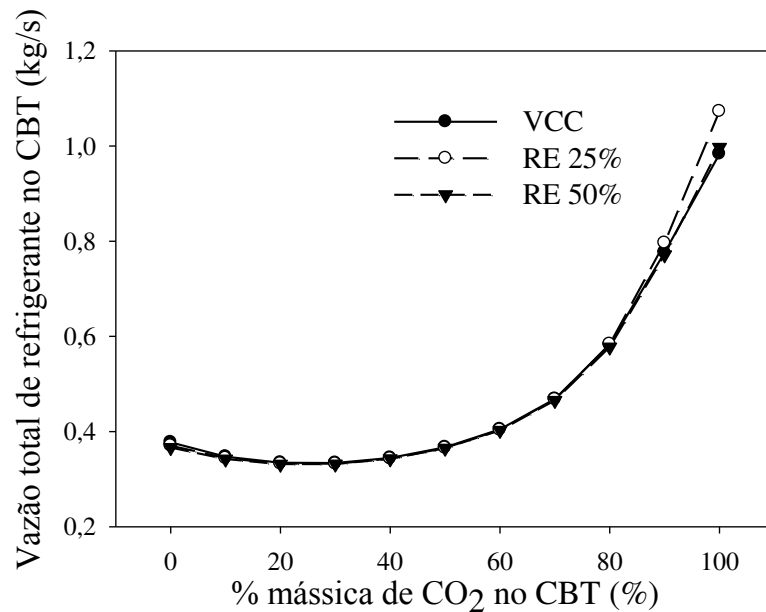


Figura 7.5 Vazão mássica (kg/s) total de refrigerante no CBT.

A injeção de vapor entre os estágios de compressão ainda permitiu a redução da temperatura e também do volume específico da corrente de alimentação do compressor de alta pressão (COMP A). Ambos os efeitos ajudaram na redução do trabalho de compressão e também da temperatura de descarga neste equipamento (Mathinson, 2011).

A Figura 7.6 apresenta a temperatura de descarga do COMP A – CBT, para as diferentes RE, comparada com a temperatura de descarga para o compressor do CBT do SRC-VCC.

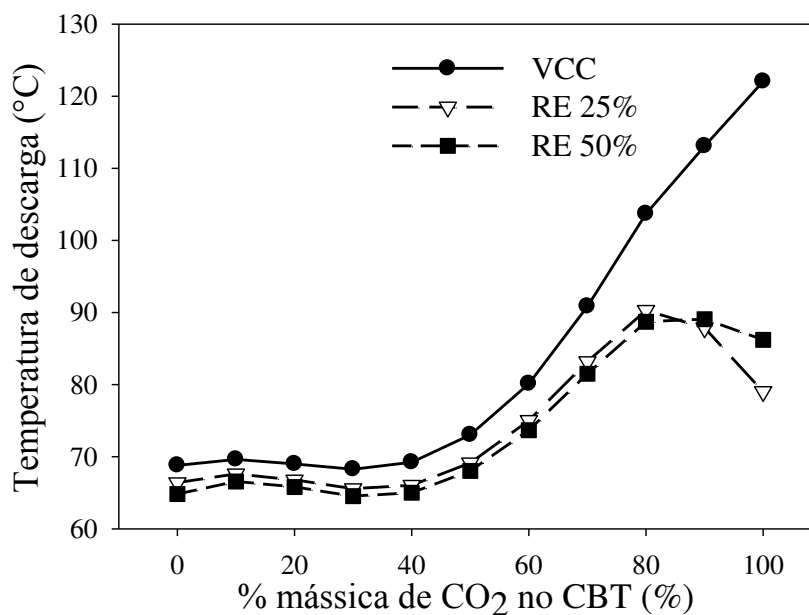


Figura 7.6 Temperatura de descarga do COMP A-CBT em função da porcentagem mássica de CO₂ e RE's.

Para toda a faixa de composição a redução da temperatura de descarga para o ciclo FTVI variou de 3 a 35% com relação ao VCC. As menores temperaturas observadas para RE de 50% se devem ao fato de que a quantidade de vapor saturado enviada ao misturador foi maior devido ao aumento da variação de pressão na VA-CBT, elevando o efeito de refrigeração na sucção do COMP A.

O mesmo comportamento foi obtido por Shuxue *et al.* (2013) e Heo *et al.* (2010) que verificaram que a utilização do tambor flash com injeção de vapor promoveu a redução da temperatura de descarga do compressor com relação ao VCC. Os autores verificaram que este efeito está diretamente relacionado ao aumento da injeção de vapor.

A utilização do ciclo com injeção de vapor apresenta-se como uma alternativa interessante quando a temperatura de descarga do VCC está acima da temperatura recomendada de 121 °C (ASHRAE,2014). Menores temperaturas de descarga podem promover maior vida útil ao compressor, apresentando menor desgaste dos componentes mecânicos e elétricos, menor velocidade de degradação do óleo e maior eficiência volumétrica. (PARK E JUNG, 2007)

Outro efeito benéfico da redução da temperatura de descarga verificado para o SRC, foi a diminuição da carga térmica no condensador do CAT e no TCC. No TCC a menor carga térmica proporcionou a diminuição da vazão de refrigerante necessária no evaporador do CAT, contribuindo para a redução da carga total de refrigerante, do trabalho de compressão total e também das dimensões dos equipamentos do ciclo. Já no caso do condensador do CAT, com a menor carga térmica houve a redução da vazão de água necessária para dissipação do calor, o que geraria uma economia nos custos operacionais do processo.

7.2.2.2 Trabalho de compressão

A partir desta seção serão avaliados os efeitos proporcionados por diferentes RE no CAT e CBT para o par de CO₂/propeno, pois os mesmos diferem-se. Para tanto, a composição do CAT e CBT foi mantida constante nos ciclos em 30% e 50% de CO₂, respectivamente, enquanto a T_{CondCBT} foi mantida em 30 °C. Estas condições foram escolhidas por apresentarem o máximo desempenho termodinâmico.

As Figuras 7.7 (a) e (b) representam o trabalho consumido por cada estágio de compressão no CAT e CBT, comparado ao trabalho total do respectivo VCC. Levando em consideração um dos ciclos (CAT ou CBT) isoladamente foi possível perceber que a variação da razão de expansão influenciou o trabalho consumido no estágio de alta e baixa pressão.

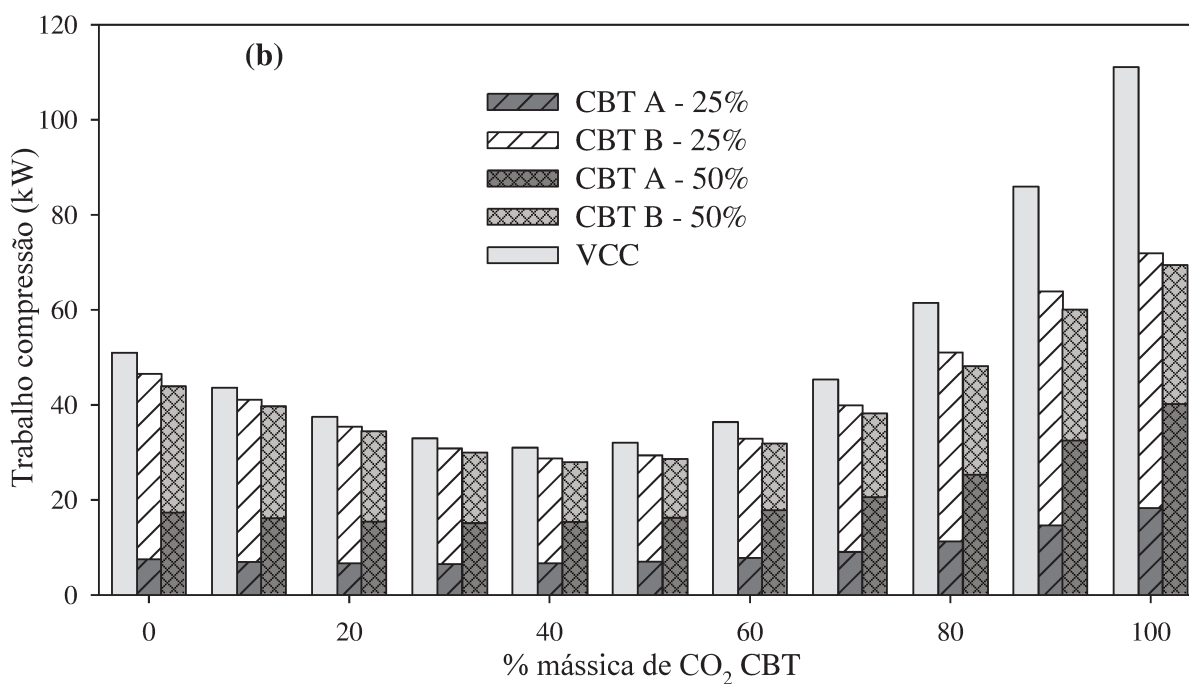
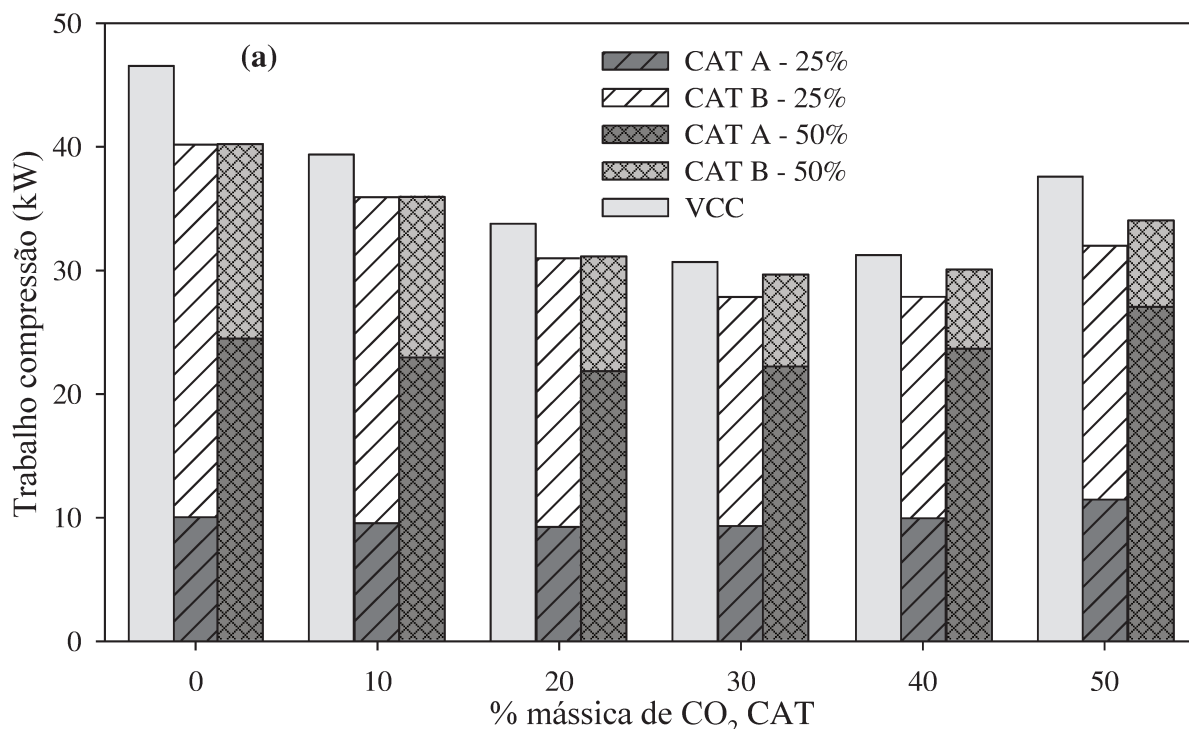


Figura 7.7 Trabalho de compressão em função das RE's e das composições dos pares no CAT (a) e CBT (b).

Maiores razões de expansão na V-A proporcionaram também o aumento da razão de compressão do estágio de alta pressão o que levou ao maior consumo de energia no COMP A – CAT e COMP A - CBT. Agrawal e Bhattacharyya (2007) também observaram a mesma

tendência sendo que o aumento da pressão intermediária (ou redução da RE) proporcionou menor trabalho de compressão ao estágio de alta pressão.

Já para o estágio de baixa pressão a maior RE proporcionou menor pressão intermediária no tambor flash e dessa forma diminuiu a RE da segunda válvula de expansão (V-B). Como consequência a razão de compressão deste estágio foi menor para a RE de 50% o que gerou a redução do trabalho de COMP B –CAT e COMP B –CBT. Além disso, como a RE de 50% proporcionou a menor vazão de refrigerante no evaporador tanto do CAT como do CBT contribuiu na redução da energia consumida pelo estágio de compressão de baixa pressão .

Observa-se que tanto no CAT como no CBT, a utilização do tambor *flash* com diferentes RE consome menos energia do que o VCC. Analisando a variação de composição no CBT verificou-se ainda que para misturas com composições mais ricas em CO₂ a redução do trabalho de compressão foi mais significativa para o FTVI. Devido a elevada pressão de saturação deste refrigerante, o ganho proporcionado pelo FTVI na entalpia de vaporização fez com que a vazão no evaporador fosse reduzida consideravelmente com relação ao VCC. Assim, como o compressor de baixa pressão opera com vazão parcial referente ao líquido separado no tambor flash, menor também foi o trabalho consumido. Além disso, o aumento da concentração de CO₂ elevou a vazão de vapor saturado enviada para o misturador, o que causou um efeito de refrigeração entre estágios maior, contribuindo para a redução do trabalho de compressão do compressor de alta pressão. Assim, a associação de todos estes efeitos levou as misturas com maior porcentagem de CO₂ a apresentar uma redução mais expressiva no trabalho de compressão pelo uso do FTVI comparada ao VCC do que as demais misturas.

Entretanto as RE's que permitiram a minimização do trabalho diferenciaram-se entre o CAT e CBT. No CBT a maior razão de expansão promoveu a redução do trabalho neste ciclo enquanto que no CAT a razão de expansão de 25% foi a que minimizou o consumo de energia do ciclo.

Segundo Torella *et al.* (2009), a pressão intermediária de um ciclo de compressão de vapor com dois estágios permite a distribuição de energia entre os compressores, sendo que há uma pressão característica que permite a minimização do trabalho total de compressão. Normalmente a média geométrica entre as pressões de evaporação e de condensação é utilizada como estimativa para a pressão intermediária (STOECKER, 2004). Diversos trabalhos avaliaram diferentes maneiras de se estimar a pressão intermediária de forma mais

eficaz para a maximização do desempenho do sistema (DOMANSKI, 1995; KHAN e ZUBAIR, 1998; OUADHA *et al.*, 2005; ARORA e KAUSHIK, 2010).

Como a pressão e as temperaturas de evaporação do CAT e condensação do CBT variam com T_{CondCBT} , as razões de expansão que proporcionaram a minimização do trabalho de compressão em cada estágio também variaram em função da T_{CondCBT} , como pode ser observado nas Figuras 7.8 (a) e (b).

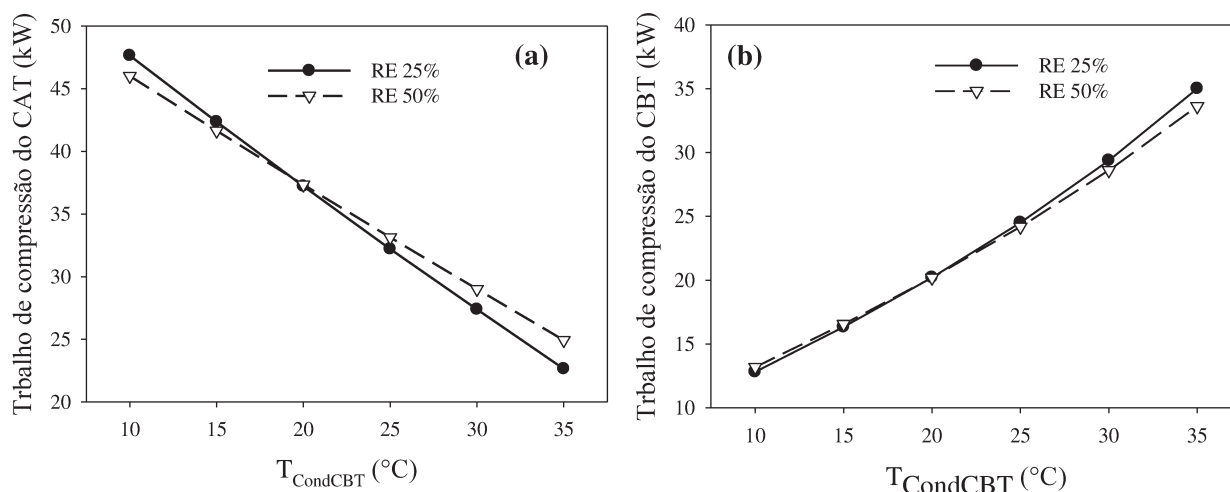


Figura 7.8 Trabalho de compressão total do CAT (a) e CBT (b) em função da T_{CondCBT} e de diferentes RE's.

O aumento da T_{CondCBT} fez com que na temperatura de 20 °C fosse verificado uma inversão entre as RE's que proporcionam o menor trabalho de compressão no CAT e CBT, concordando com o resultado observado também nas Figuras 7.7 (a) e (b).

Como todos os pares apresentaram o maior COP para temperaturas acima de 20 °C presumiu-se que a configuração que geraria menor trabalho seria a de RE 25% no CAT e RE 50% no CBT, como pode ser comprovado nas Figuras 7.9 (a), (b) e (c). As condições de operação em que as figuras foram construídas estão expressas ao lado da superfície de resposta, sendo as mesmas selecionadas por gerarem o menor consumo de energia para cada par.

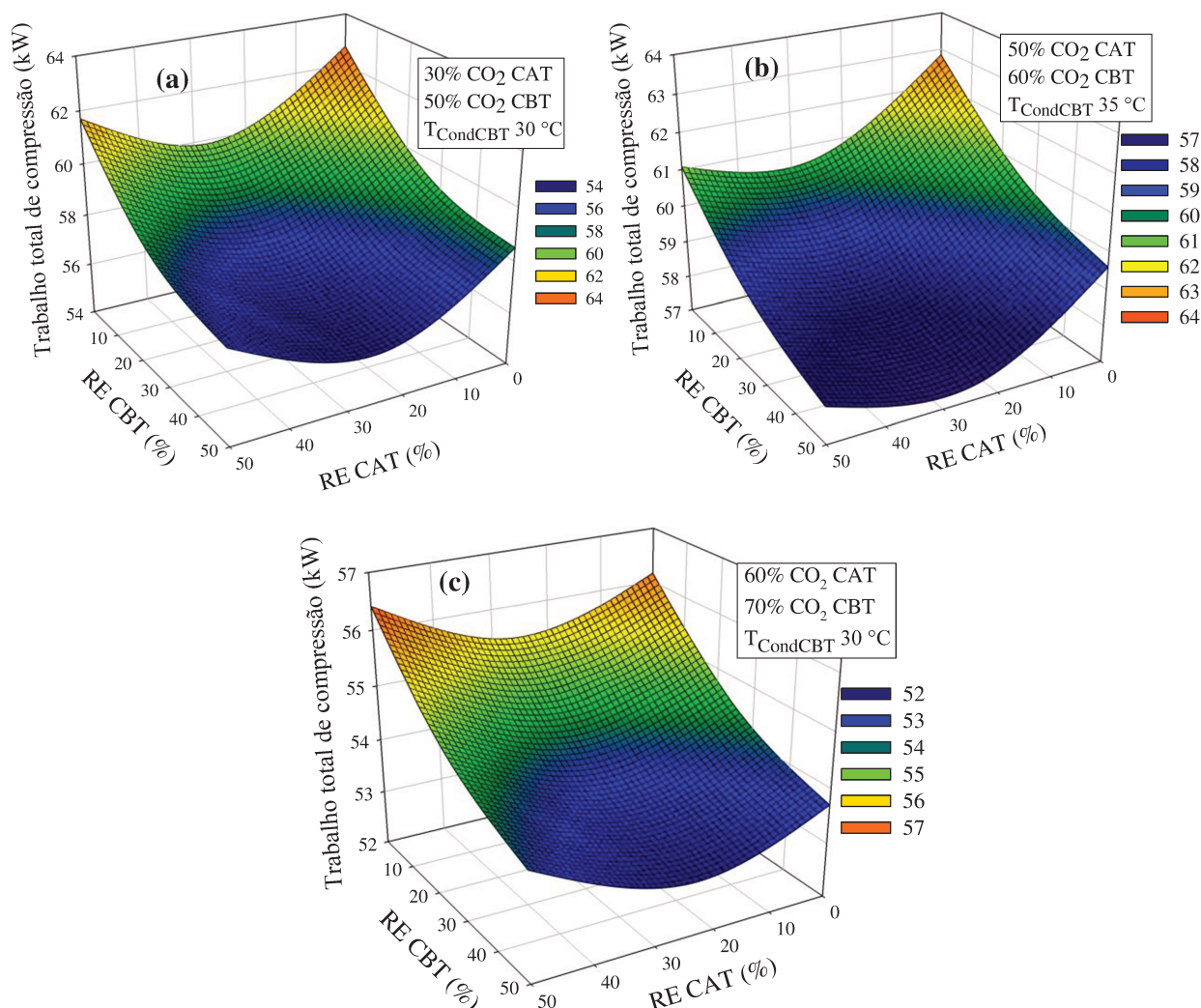


Figura 7.9 Trabalho de compressão total para os pares: CO₂/Propeno (a); CO₂/DME (b); e CO₂/NH₃ (c).

7.2.2.3 Análise exergética

A Figuras 7.10 (a) e (b) apresentam a taxa de destruição da exergia para cada equipamento do CAT e CBT, para o par de CO₂/propeno com 30% no CAT e 50% no CBT e T_{CondCBT} de 30°C. A destruição de exergia do SRC-VCC, sob as mesmas condições, também foi adicionada a fim de permitir a comparação dos principais efeitos proporcionados pelo FTVI em cada componente do ciclo.

O tambor flash não apresentou destruição de exergia, pois este equipamento é adiabático e atua como um simples separador de fases não havendo irreversibilidades no processo. O balanço de exergia foi realizado considerando as parcelas físicas e de mistura, sendo que ambas apresentaram a mesma taxa porém com sinais opostos. Para o cálculo da destruição de exergia no misturador as parcelas de exergia física e de mistura também foram consideradas.

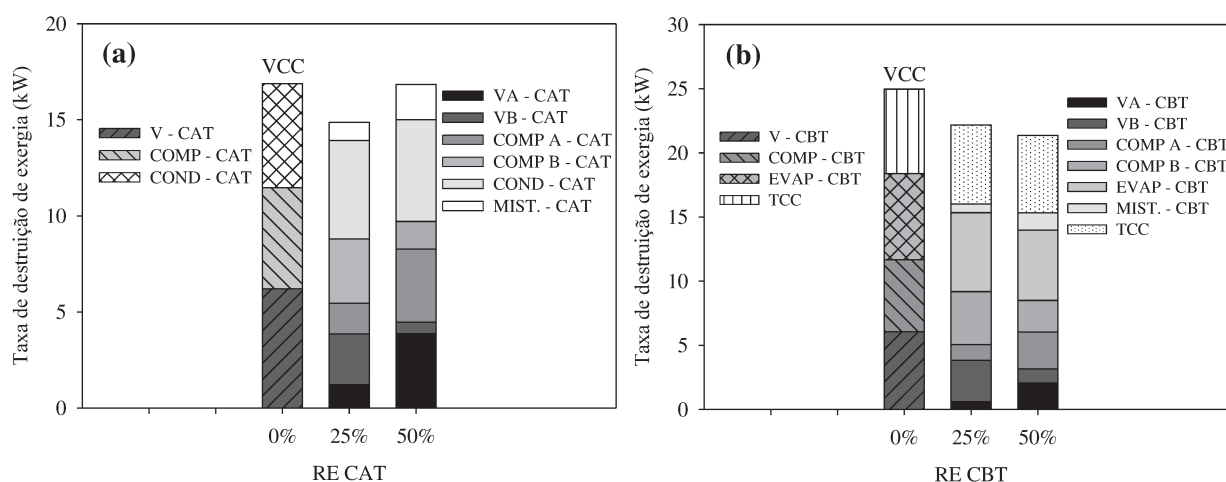


Figura 7.10 Taxa de destruição de exergia total e equipamentos em função de diferentes RE's para o CAT (a) e CBT (b).

Comparando com o ciclo VCC, foi possível observar que o principal efeito da utilização do FTVI foi na redução das irreversibilidades das válvulas de expansão. Para diferentes configurações de RE no CAT e CBT esta redução variou de 25 a 48%.

O aumento da RE proporcionou a menor destruição de exergia nas válvulas do ciclo de baixa pressão e aumento na destruição das válvulas do ciclo de alta pressão, como observado nas Figuras 7.10 (a) e (b). A expansão em dois estágios reduz a irreversibilidade total relacionada ao processo de expansão, além de que a válvula do ciclo de baixa pressão opera com uma vazão parcial, o que também contribuiu para a redução da destruição neste equipamento.

A destruição de exergia nos compressores dos estágios de alta e baixa pressão apresentou a mesma tendência discutida com relação ao trabalho parcial de cada compressor no CAT e CBT. A razão de compressão está diretamente relacionada à RE, assim maiores valores proporcionaram o aumento do trabalho de compressão e também da destruição de exergia para o estágio de alta pressão, enquanto o de baixa pressão apresentou comportamento inverso com relação a RE da V-A. A redução da vazão de refrigerante no estágio de baixa pressão e o resfriamento intermediário também contribuíram para diminuir as irreversibilidades nos compressores.

A redução da exergia destruída no evaporador para o FTVI com relação ao VCC recebeu influência da menor vazão de refrigerante devido à separação do tambor *flash*, representando uma redução que alcançou 18% com relação ao VCC. Além disso, como o par avaliado apresenta o comportamento não azeotrópico e como a separação de fases no tambor flash foi isotérmica, houve a formação de duas correntes (vapor e líquido saturado) com

composições diferentes. Devido à menor temperatura de ebulição do CO_2 em relação aos demais refrigerantes estudados, o líquido enviado para o evaporador apresentou menor concentração de CO_2 o que proporcionou a redução do DTML e também da destruição de exergia durante a troca de calor (DIDION e BIVES, 1990; STOECKER e WALUKAS, 1981)

No trocador cascata, a redução da carga térmica dissipada e da temperatura de descarga do compressor de alta pressão no CBT, proporcionadas pelo resfriamento entre os estágios de compressão, foram os principais fatores que auxiliaram a redução da irreversibilidade neste equipamento que variou de 7 a 22%.

Já no condensador do CAT, os fatores semelhantes aos discutidos para o trocador cascata somados ao fato de que a vazão de refrigerante no CAT foi menor devido à menor carga térmica dissipada no TCC, proporcionou também menor da taxa de destruição para o FTVI do que em relação ao VCC.

Desta forma a contabilização da redução das irreversibilidades em cada equipamento proporcionada pelos efeitos discutidos do uso do FTVI no SRC, promoveu menor destruição de exergia total, que variou de 2 a 15%, para todas as combinações de RE no CAT e CBT com relação ao SRC-VCC, como pode ser visto na Figura 7.11.

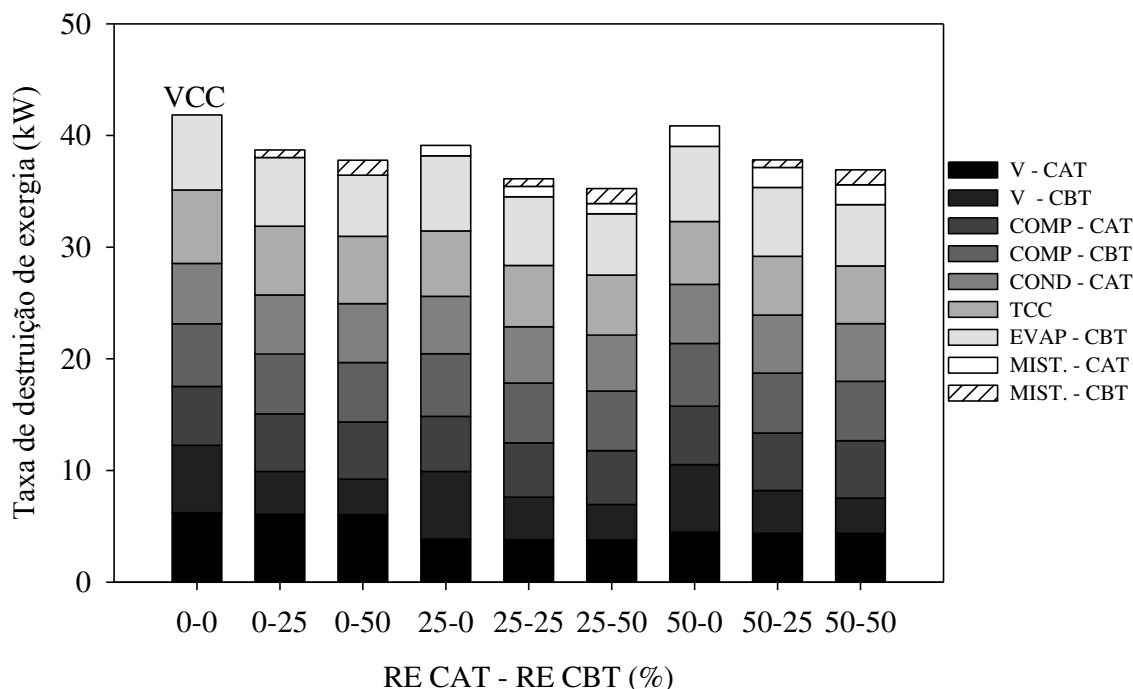


Figura 7.11 Taxa de destruição de exergia total e por equipamentos para diferentes combinações de RE's.

Os demais pares receberam influências semelhantes às discutidas para o CO_2 /propeno, o que proporcionou o aumento da eficiência exérgica em diferentes combinações de RE com relação ao SRC-VCC, como pode ser observado na Figura 7.12 (a), (b) e (c). Para todos os

pares a combinação de RE's que apresentou maior eficiência exergética foi a de 25% no CAT e 50 % no CBT.

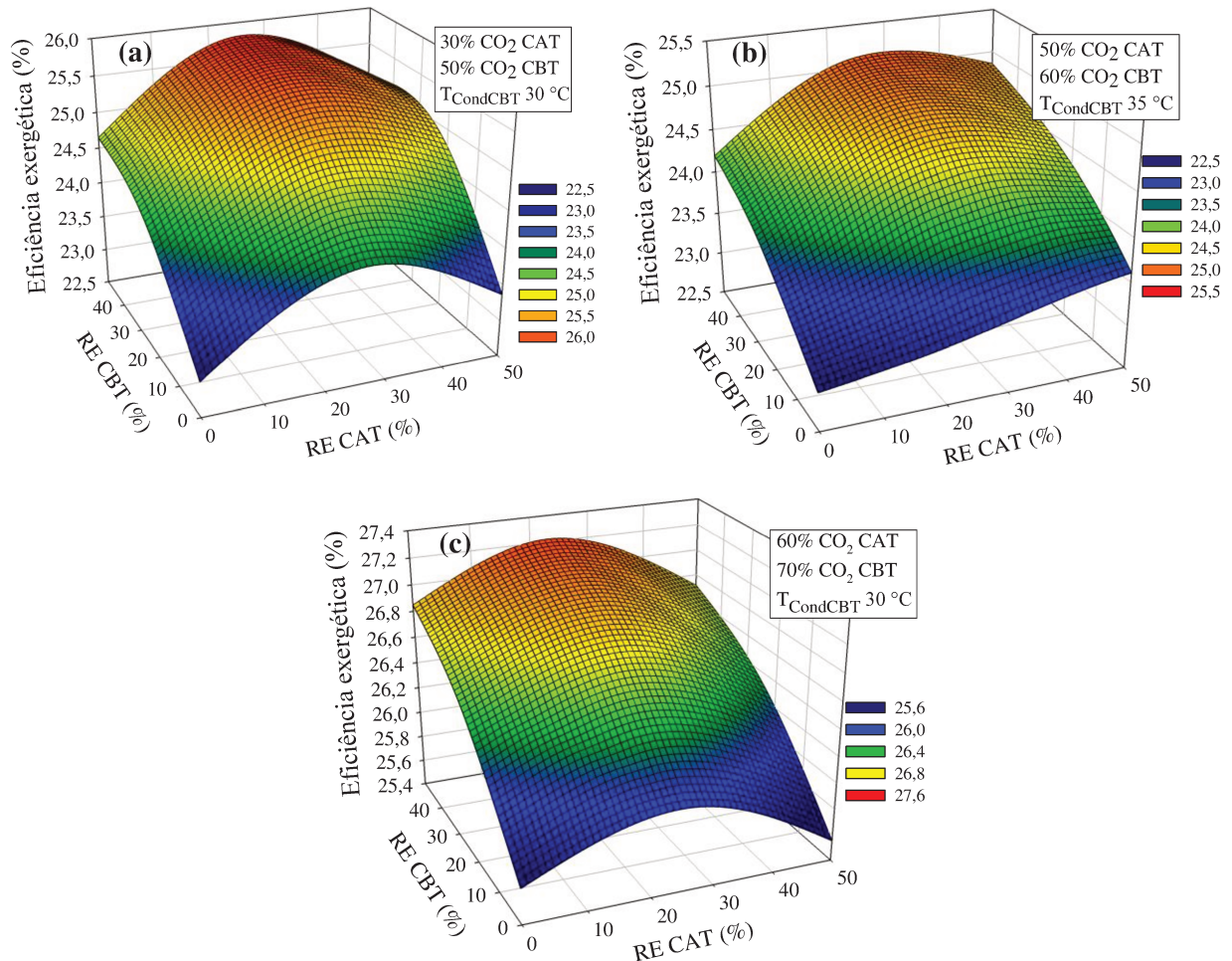


Figura 7.12 Eficiência exergética em função da RE no CAT e CBT para os pares (a) CO₂/Propeno; (b) CO₂/DME; e (c) CO₂/NH₃.

7.2.2.4 Coeficiente de desempenho

Como o aumento da eficiência exergética indica que a energia suprida ao sistema está sendo utilizada de maneira mais eficiente para alcançar o objetivo do ciclo de refrigeração, o COP também apresentou o mesmo comportamento, exibindo maiores valores para o SRC-FTVI do que o SRC-VCC. As Figuras 7.13 (a), (b) e (c) apresentam os COP's em diferentes combinações de RE para as composições no CAT e CBT e T_{CondCBT} que apresentaram o maior desempenho para cada par de refrigerante.

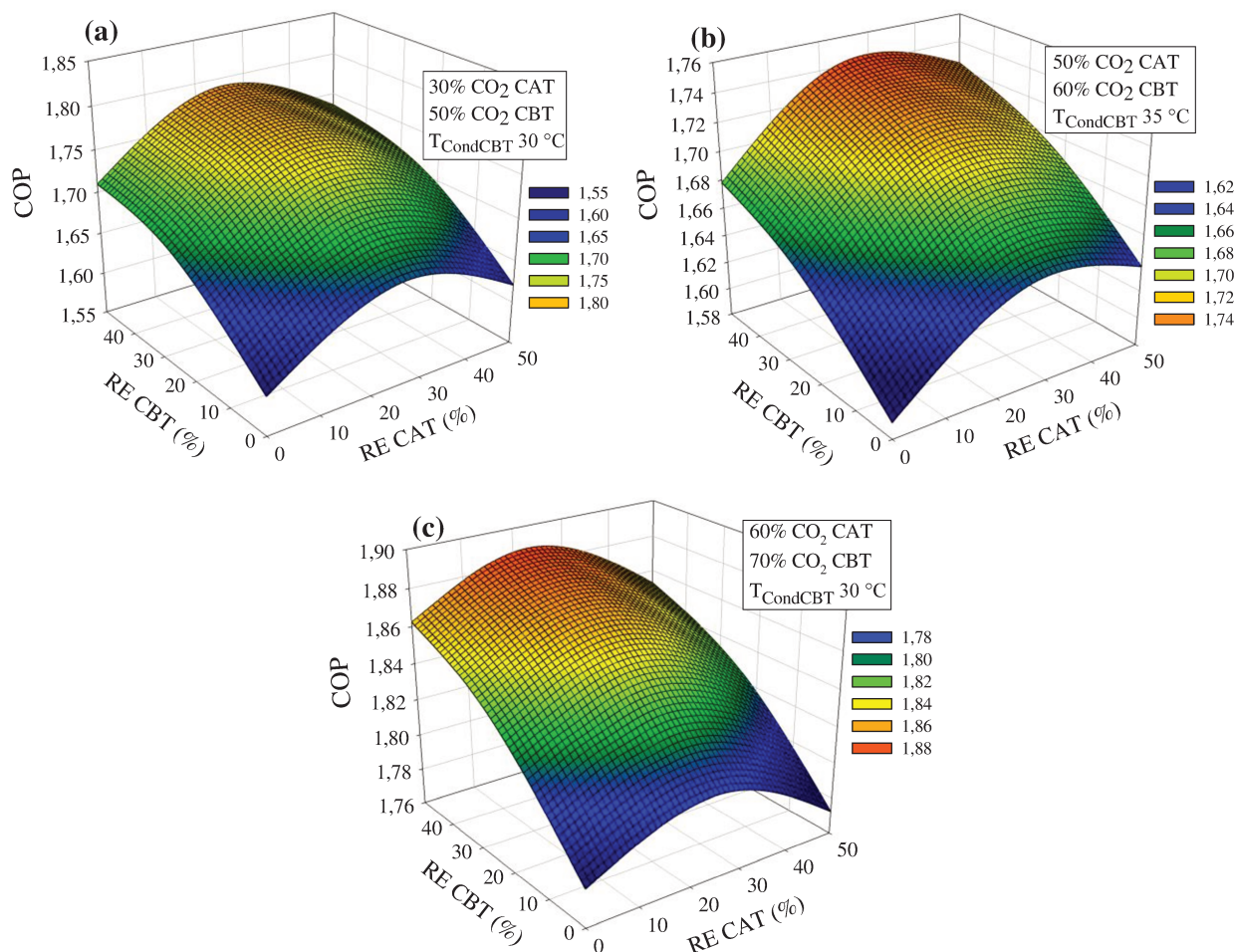


Figura 7.13 Desempenho termodinâmico em função de diferentes RE's no CAT e CBT para o par: (a) CO₂/Propeno; (b) CO₂/DME; e (c) CO₂/NH₃.

Independente das RE's ou se o tambor *flash* estava presente em um ou em ambos estágios do SRC, foi possível perceber que a mesma gerou COP's maiores do que a configuração em que o VCC foi utilizado no CAT e CBT.

Os maiores COP's para todos os pares foram observados para a mesma combinação de RE que gerou o menor trabalho de compressão (RE CAT de 25% e RE CBT de 50%). Os valores máximos dos ganhos com relação ao SRC-VCC foram de 12% para o CO₂/propeno, 10% para o CO₂/DME e de 8% para o par CO₂/NH₃.

A partir dos resultados obtidos com a análise paramétrica foi possível verificar que a modificação do FTVI nos ciclos do SRC apresentaram melhorias, sendo uma alternativa interessante em casos que deseja-se aumentar a eficiência energética de um sistema já existente e que necessita-se manter as temperaturas de evaporação e condensação fixas.

Por outro lado, os resultados não representam as configurações que alcançariam o maior desempenho energético para cada par, atendendo as restrições da aplicação proposta.

Desta forma a otimização do COP do SRC com FTVI serviu como ferramenta para determinar as condições que maximizam o desempenho termodinâmico do sistema.

7.3 Otimização

Foram realizados testes considerando a variação das razões de expansão diretamente com o *Optimizer*, contudo a manipulação desta variável apresentou pouca sensibilidade. Diferentes estimativas iniciais foram feitas com o objetivo de avaliar se o resultado otimizado sempre convergiria para a mesma configuração. Porém, a cada teste o valor das razões de expansão no CAT e CBT variavam em torno ao valor inicial e convergiam para um resultado próximo às estimativas iniciais.

Uma vez que também não foi possível variar a composição de cada ciclo diretamente com a ferramenta *Optimizer* optou-se por empregar a mesma abordagem utilizada para solucionar o problema em relação à variação das RE's em cada ciclo. Assim cada combinação de RE no CAT e CBT foi otimizada em função das composições dos pares em cada ciclo.

Como a otimização gerou um grande número de resultados para cada combinação de composição avaliada, optou-se por apresentar apenas os pontos onde o COP máximo foi observado em função das combinações de RE.

Uma característica observada na otimização foi que as composições no CAT e CBT que geraram o ponto de COP máximo para o SRC-VCC foram as mesmas que proporcionaram a maximização do COP para o SRC-FTVI para todas as combinações de RE's avaliadas. Portanto a utilização do FTVI não provocou qualquer alteração nas condições de operação dos ciclos que promovessem uma nova combinação de composições entre os estágios que maximizasse o COP com relação ao resultado encontrado no VCC.

Avaliando apenas as associações de diferentes RE's em cada ciclo foi possível observar que cada par, isoladamente, apresentou uma combinação característica que maximizou o COP como pode ser observado na Figura 7.14.

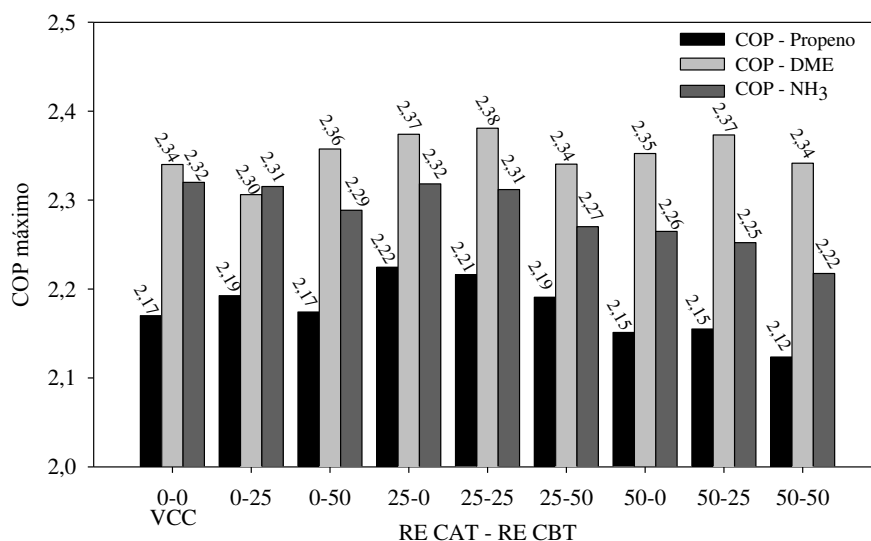


Figura 7.14 Coeficiente de desempenho termodinâmico máximo para os pares avaliados em diferentes combinações de RE no CAT e CBT.

Em quase todas as combinações de RE o par de CO₂/DME foi o que apresentou os maiores COP's enquanto que o par de CO₂/propeno apresentou os menores, tendência que se assemelhou com o observado para o SRC-VCC.

Para realizar uma análise detalhada dos efeitos da configuração do FTVI nos parâmetros operacionais do ciclo para cada par, foram selecionados apenas os casos que geraram o maiores COP's. Os resultados de alguns parâmetros operacionais estão representados na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 Condições de operação e parâmetros operacionais que gerou COP máximo para cada par.

Variável operacional		CO ₂ /propeno	CO ₂ /DME	CO ₂ /NH ₃
Composição (% mássica de CO ₂)	CAT	30	20	50
	CBT	10	10	30
Razão de expansão (%)	CAT	25	25	25
	CBT	-	25	-
Temp. Condensador (°C)	CAT	51,0	53,1	52,8
	CBT	11,7	23,6	25,4
Temp. Evaporador (°C)	CAT	-8,0	4,0	-0,1
	CBT	-25,8	-25,4	-29,2
Vazão de refrigerante (kg/s)	CAT	0,46	0,34	0,18
	CBT	0,28	0,26	0,11
Pressão Condensador (kPa)	CAT	3.097	1.553	2.979
	CBT	904	629	1.170
Temp. Descarga Compressor (°C)	CAT	76,3	71,8	105,5
	CBT	30,0	53,3	114,8
Trabalho Compressão (kW)		44,9	42,0	43,1
COP		2,22	2,38	2,32
Eficiência exergética (%)		32,0	34,3	33,4

Semelhante ao SRC-VCC, o par CO_2/NH_3 foi o que apresentou as menores vazões de refrigerante no CAT e CBT, devido à elevada entalpia de vaporização da amônia. A vazão para este par foi cerca de 61% menor tanto no CAT como no CBT com relação os par $\text{CO}_2/\text{propeno}$ e cerca de 48 e 58% menores do que ao par CO_2/DME no CAT e CBT, respectivamente. Ainda com relação ao par CO_2/NH_3 , foram observadas as maiores temperaturas de descarga dos compressores do CAT e CBT. No entanto verificou-se também que com a utilização do FTVI as temperaturas de descarga do CBT para todos os pares e principalmente para CO_2/NH_3 foram reduzidas, quando comparado ao primeiro estudo de caso, passando a ficar abaixo do limite de 121 °C (ASHRAE, 2014).

Apesar disso, a amônia apresenta alguns agravantes na seleção para sistemas de refrigeração, por possuir alta toxicidade, flamabilidade e corrosividade. Assim, maiores serão os investimentos para que as instalações estejam em conformidade para operação, por necessitar de sistemas de segurança para detecção de vazamentos e de ventilação. Além disso, maiores serão os gastos para controle da corrosão evitando desgastes e rupturas dos equipamentos. Já o propeno e o DME, apesar de apresentar alta flamabilidade, são atóxicos, o que os colocam em vantagem sobre a amônia para seleção.

O par CO_2/DME foi o que apresentou as menores pressões de descarga no CAT e CBT, sendo um fator relevante para seleção, já que os materiais de construção dos equipamentos do ciclo não necessitariam apresentar alta resistência mecânica para suportar elevadas pressões, diminuindo o custo de aquisição.

Comparando-se as temperaturas de descarga entre os pares com DME e amônia, nota-se que o primeiro apresentou menores valores no CAT e CBT. Esta característica auxilia no aumento da vida útil e redução dos custos com a manutenção deste equipamento.

O par que apresentou o maior COP foi CO_2/DME (2,38) sendo cerca de 8% maior do que $\text{CO}_2/\text{propeno}$ (2,22) e 3 % maior do que a de CO_2/NH_3 (2,32).

Considerando-se o desempenho termodinâmico e as condições de operação levantados na discussão, o par de CO_2/DME foi o que melhor atendeu as necessidades do sistema, sendo o mesmo selecionado para a aplicação estudada.

Contudo, a avaliação econômica do custo de aquisição serviria como uma ferramenta para confirmar a escolha feita apenas com base no desempenho termodinâmico. O ciclo FTVI possui um maior número de equipamentos em relação ao VCC proporcionando tanto um aumento da complexidade como do custo capital do sistema, ainda mais por estar presente em ambos os estágios como no caso do par CO_2/DME .

A economia nos custos de operação, devido ao aumento da eficiência energética, podem não apresentar um cenário interessante em vista do aumento no custo de aquisição do equipamento. O tempo de retorno do investimento sobre o sistema de refrigeração pode ser relativamente alto o que leva a modificação a deixar de ser vantajosa economicamente. Porém a avaliação de custos do sistema não faz parte dos objetivos desta dissertação sendo indicada apenas como um fator relevante de escolha e recomendada para trabalhos futuros.

7.4 Conclusões

No presente estudo de caso o SRC-FTVI foi avaliado para verificar o efeito de variáveis como composição do CAT e CBT, T_{CondCBT} e diferentes razões de expansão no CAT e CBT sobre o COP do sistema. As principais conclusões obtidas da análise paramétrica e otimização foram:

- A presença do tambor *flash* e injeção de vapor não alterou o efeito da composição do par no CAT e CBT e também da T_{CondCBT} sobre o COP;

- A razão de expansão apresenta significativa influência em parâmetros operacionais promovendo a redução da vazão de refrigerante no evaporador, do trabalho total de compressão e da temperatura de descarga do compressor;

- Observou-se que a presença do FTVI seja em um ou em ambos estágios do SRC promoveu ganhos no COP e na eficiência exergética do sistema que variaram de 8 a 12% para os pares com relação ao SRC-VCC;

- A menor vazão de refrigerante foi observada para o par CO_2/NH_3 (0,18 kg/s no CAT e 0,11 kg/s no CBT), mas o par também foi o que apresentou as maiores temperaturas de descarga (105 °C e no CAT e 114 °C no CBT);

- Todos os casos otimizados para cada par apresentaram o COP máximo quando o tambor *flash* esteve presente em um ou nos dois estágios do SRC, o que torna a modificação avaliada uma alternativa quando se deseja aumentar a eficiência energética do sistema;

- O par que apresentou maior COP após a otimização foi o de CO_2/DME (2,38) sendo cerca de 8% maior do que o par $\text{CO}_2/\text{propeno}$ (2,22) e 3% maior do que CO_2/NH_3 (2,32);

Levando em consideração o desempenho termodinâmico e os parâmetros operacionais, o par que melhor atendeu a aplicação para o SRC-FTVI foi o CO_2/DME sendo o escolhido para o presente estudo de caso.

CAPÍTULO 8 . Ciclo SRC-IHX

Neste capítulo será analisada a utilização do trocador de calor interno em sistema de refrigeração cascata (SRC-IHX). O presente estudo de caso foi proposto como uma alternativa para melhoria do COP do SRC associado à utilização de pares de refrigerantes no CAT e CBT. O sistema avaliado no Capítulo 6 (SRC-VCC) será comparado aos resultados do presente sistema para verificar se a utilização do IHX no SRC promove ganhos no desempenho.

8.1 Metodologia

Nesta seção serão apresentadas a descrição do SRC-IHX, as condições de operação para análise paramétrica e também algumas informações utilizadas para a otimização. Os dados apresentados são complementares à metodologia do Capítulo 4, descrevendo os procedimentos utilizados para análise do sistema.

8.1.1 Descrição do SRC-IHX

O sistema de refrigeração cascata com trocador de calor interno (SRC-IHX) está representado esquematicamente pela Figura 8.1. Tanto o ciclo de alta temperatura (CAT) como o de baixa temperatura (CBT) apresentam os mesmos equipamentos e configuração de operação. Assim sendo, a descrição estará baseada em apenas um dos ciclos sendo especificadas apenas as correntes análogas a cada um.

Nesta configuração as correntes de líquido saturado provenientes dos condensadores (correntes 1 e 7) passam pelos trocadores de calor internos (IHX1 e IHX2) que promovem integração com as correntes de vapor saturado vindas dos evaporadores (correntes 4 e 10). Após a troca de calor as correntes sub resfriadas (correntes 2 e 8) são enviadas para as válvulas de expansão (V-CAT e V-CBT) onde há a redução da pressão até a condição de temperatura necessária para a absorção de calor. Nos evaporadores (equipamentos TCC para o CAT e Evaporador para o CBT) há a vaporização completa das correntes 3 e 9. As correntes de vapor saturado (correntes 4 e 10) são enviadas para os trocadores de calor internos onde

serão superaquecidas (correntes 5 e 11), garantindo que a alimentação dos compressores seja feita apenas com vapor. Nos compressores (equipamentos Compressor-CAT e Compressor-CBT) há o aumento da pressão das correntes 6 e 12 até as condições necessárias de rejeição de calor nos condensadores (equipamentos Condensador para o CAT e TCC para o CBT) onde há condensação total dos pares de refrigerantes, correntes 1 e 7.

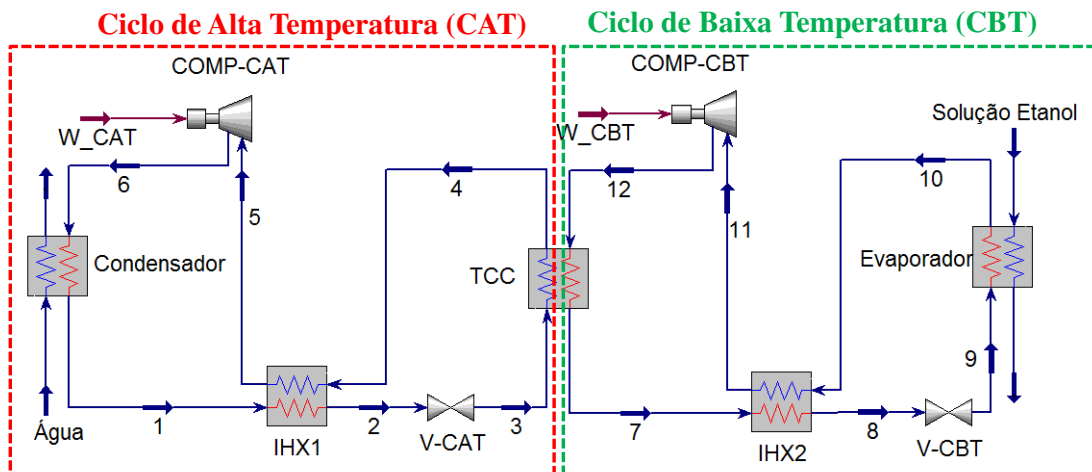


Figura 8.1 Sistema de refrigeração em cascata composto por ciclos de compressão de vapor com trocador de calor interno nos estágios de alta e baixa temperatura.

8.1.2 Análise paramétrica

A análise paramétrica foi realizada visando verificar os efeitos proporcionados pela presença do trocador interno no CAT, no CBT ou em ambos os ciclos do SRC nas condições operacionais, como vazão de refrigerante, temperatura de descarga do compressor e trabalho do compressor e no desempenho termodinâmico (energético e exergético). As variáveis manipuladas nesta análise foram:

- composição dos pares de refrigerantes no CAT e CBT;
- temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT});
- presença do trocador de calor interno no CAT e/ou CBT;

As condições operacionais dos trocadores internos foram fixas de forma que para diferentes condições de composição dos pares e T_{CondCBT} a efetividade permanecesse com valor constante.

A efetividade (ε) dos trocadores de calor internos foram calculadas pela razão entre a carga térmica trocada (Q) de uma das correntes e a carga térmica máxima ($Q_{\text{máx}}$), segundo a equação 8.1.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\text{máx}}} = \frac{c_p \cdot \dot{m} \cdot (T_{\text{saída}} - T_{\text{entrada}})}{c_{p_{\text{min}}} \cdot \dot{m} \cdot (T_{\text{máx}} - T_{\text{min}})} \quad (8.1)$$

Por se tratar de uma troca de calor entre uma corrente de vapor e uma de líquido, sendo que ambas possuem a mesma composição, é possível afirmar que o calor específico mínimo ($c_{p_{min}}$) estará associado ao vapor. A temperatura máxima ($T_{m\acute{a}x}$) observada está relacionada a corrente de líquido saturado (T_{Lsat}) vinda do condensador, enquanto que temperatura mínima (T_{min}) pode ser associada a corrente de vapor saturado (T_{Vsat}) vinda do evaporador.

A corrente referente à carga Q pode ser escolhida arbitrariamente pois admite-se que o calor cedido por uma é igual ao calor absorvido pela outra. A corrente de vapor foi selecionada como sendo a de referência para o cálculo de Q , assim o calor específico de ambos os termos da equação (c_p e $c_{p_{min}}$) são cancelados, ficando a efetividade em função apenas das temperaturas como descrito na Equação 8.2, sendo T_{Vsup} a temperatura de vapor superaquecido.

$$\varepsilon = \frac{(T_{Vsup} - T_{Vsat})}{(T_{Lsat} - T_{Vsat})} \quad (8.2)$$

Seguindo a notação das correntes da Figura 8.1 e na equação 8.2 as efetividades dos trocadores IHX1 e IHX2 podem ser calculadas de acordo com o descrito nas equações 8.3 e 8.4.

$$\varepsilon_{IHX1} = \frac{(T_5 - T_4)}{(T_1 - T_4)} \quad (8.3)$$

$$\varepsilon_{IHX2} = \frac{(T_{11} - T_{10})}{(T_7 - T_{10})} \quad (8.4)$$

Quanto maior a efetividade maior será a área de troca térmica necessária o que leva o custo do equipamento a aumentar. Por outro lado a recuperação de calor aumenta com a efetividade, o que pode proporcionar efeitos benéficos ao sistema. Após análise da literatura e avaliação prévia do sistema admitiu-se que a efetividade dos trocadores internos seria mantida constante e com um valor de 60%. (BHATTACHARYYA *et al.*, 2005; PREISSNER *et al.*, 2000) A efetividade escolhida permite analisar o sistema para toda a faixa de composição sem que haja o cruzamento entre as temperaturas no trocador.

As aproximações mínimas de temperatura no evaporador, trocador de calor cascata e condensador devem ser maior ou igual a 5 °C. Esta restrição não foi atribuída aos trocadores de calor internos para que fosse possível verificar o comportamento desta variável para diferentes condições operacionais.

As temperaturas de condensação do CAT e evaporação do CBT foram mantidas fixas e com valores semelhantes aos utilizados no SRC-VCC para que fosse possível a comparação dos efeitos com o SRC-IHX.

8.2 Resultados e discussões SRC-IHX

Nesta seção serão avaliados os efeitos proporcionados pela utilização do IHX em um ou ambos os ciclos sobre o COP e condições operacionais do SRC. O SRC-IHX será comparado aos resultados obtidos pelo SRC-VCC do primeiro estudo de caso, uma vez que as temperaturas de vapor saturado no condensador do CAT e temperatura de evaporação do CBT foram as mesmas para os dois casos.

8.2.1 Efeitos da composição e da T_{CondCBT} no SRC-IHX

Da mesma forma que os sistemas anteriores, avaliaram-se os efeitos da variação da composição dos pares de refrigerantes em ambos os ciclos e também da T_{CondCBT} sobre parâmetros operacionais e o COP do SRC-IHX. Observou-se um comportamento semelhante aos demais estudos de caso com relação aos parâmetros operacionais comparados em função das variáveis analisadas, diferenciando-se apenas na magnitude do efeito.

As composições dos pares em cada ciclo que geraram o menor trabalho de compressão e o maior COP para o presente sistema foram as mesmas que promoveram tais efeitos no SRC-VCC. Assim pode-se afirmar que a presença do IHX não proporcionou alteração no comportamento do sistema com relação à variação da composição dos pares nos ciclos.

Contudo verificou-se, para todos os pares, que com a utilização do IHX houve uma redução na T_{CondCBT} de 5 °C que gerou o maior COP do sistema. Vale lembrar do primeiro estudo de caso (SRC-VCC) que a T_{CondCBT} que gerava o maior COP apresentava-se dentro de uma faixa que se houvesse uma variação de ± 5 °C as alterações do COP do sistema não ultrapassavam 1%. A seleção do máximo COP foi feita apenas com base no maior valor numérico observado. Em condições operacionais reais, se o sistema apresentar-se nesta faixa pode-se afirmar que o mesmo opera dentro das condições de COP máximo do sistema

Assim, a diferença entre a T_{CondCBT} que maximizou o COP do SRC-IHX com relação ao VCC apresenta baixa relevância uma vez que o intervalo analisado entre cada simulação é 5 °C para esta variável, sendo assim o valor numérico que maximiza o COP poderia estar na região que não é avaliada. Deste modo a discussão de quais motivos levaram a esta alteração não se torna interessante no âmbito da análise.

Os efeitos relacionados às variáveis manipuladas sobre o SRC foram discutidos previamente no primeiro estudo de caso (SRC-VCC) sendo desnecessária a repetição da mesma argumentação para o presente capítulo.

A discussão do presente capítulo estará fundamentada apenas nos principais efeitos proporcionados pela presença do IHX no SRC. Variáveis como composição do CAT e CBT e T_{CondCBT} serão apresentadas e discutidas apenas em casos que as mesmas exibirem efeitos associados uso do IHX.

8.2.2 Efeito do IHX no sistema cascata

Realizou-se uma avaliação dos efeitos proporcionados pela utilização do IHX em um ou em ambos os ciclos sobre o desempenho do sistema cascata. O par utilizado como referência para discussões foi o de $\text{CO}_2/\text{Propeno}$ com uma T_{CondCBT} de 25°C . Nesta análise a efetividade do trocador de calor interno foi mantida constante com valor de 60%. Já as variáveis estudadas que afetadas pelo IHX foram a vazão de refrigerante, temperatura de descarga, trabalho de compressão, eficiência exergetica e coeficiente de desempenho.

8.2.2.1 Vazão de refrigerante

A presença do IHX integra as correntes de líquido saturado do condensador e de vapor saturado do evaporador promovendo alterações das condições operacionais do ciclo de refrigeração em relação ao VCC. A corrente de líquido saturado apresenta temperatura maior do que a de vapor saturado, assim a transferência de calor ocorrerá de forma que haverá o sub-resfriamento do líquido e superaquecimento do vapor. A Figura 8.2 representa o diagrama genérico de pressão-entalpia comparando-se os ciclos VCC e IHX, sendo que as correntes assinaladas com o sobrescrito *aspas* (i.e. 1') referem-se ao ciclo IHX. Constata-se que há um aumento na entalpia no evaporador e também uma redução na fração de vapor da mistura na alimentação (reta 2'-2), ambas proporcionadas pelo sub resfriamento do líquido. Assim, para atender a carga térmica de 100 kW neste equipamento a vazão de refrigerante foi menor do que em relação ao VCC.

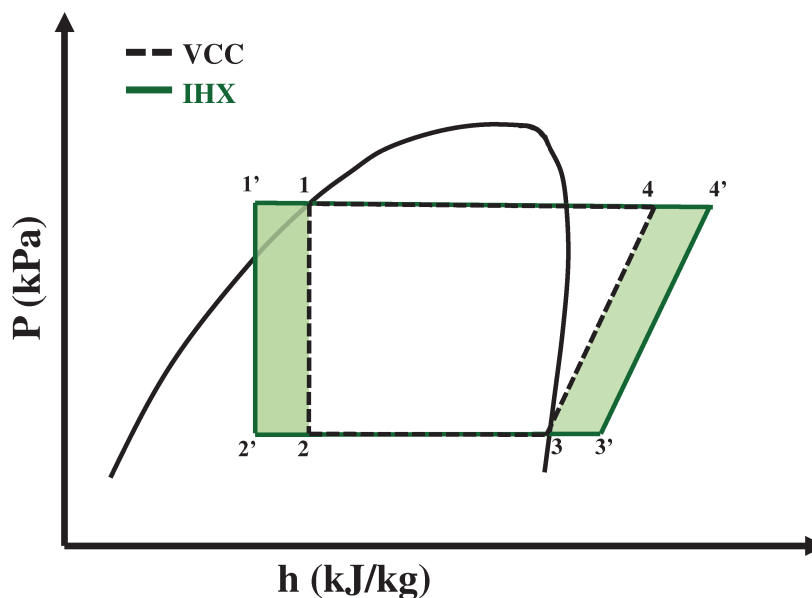


Figura 8.2 Diagrama genérico pressão-entalpia comparando os ciclos IHX e VCC.

As Figuras 8.3 (a), (b) e (c) representam o efeito da utilização do IHX sobre a variação de entalpia no evaporador, vazão mássica de refrigerante e fração de vapor na alimentação do evaporador para o CBT comparados aos resultados do VCC.

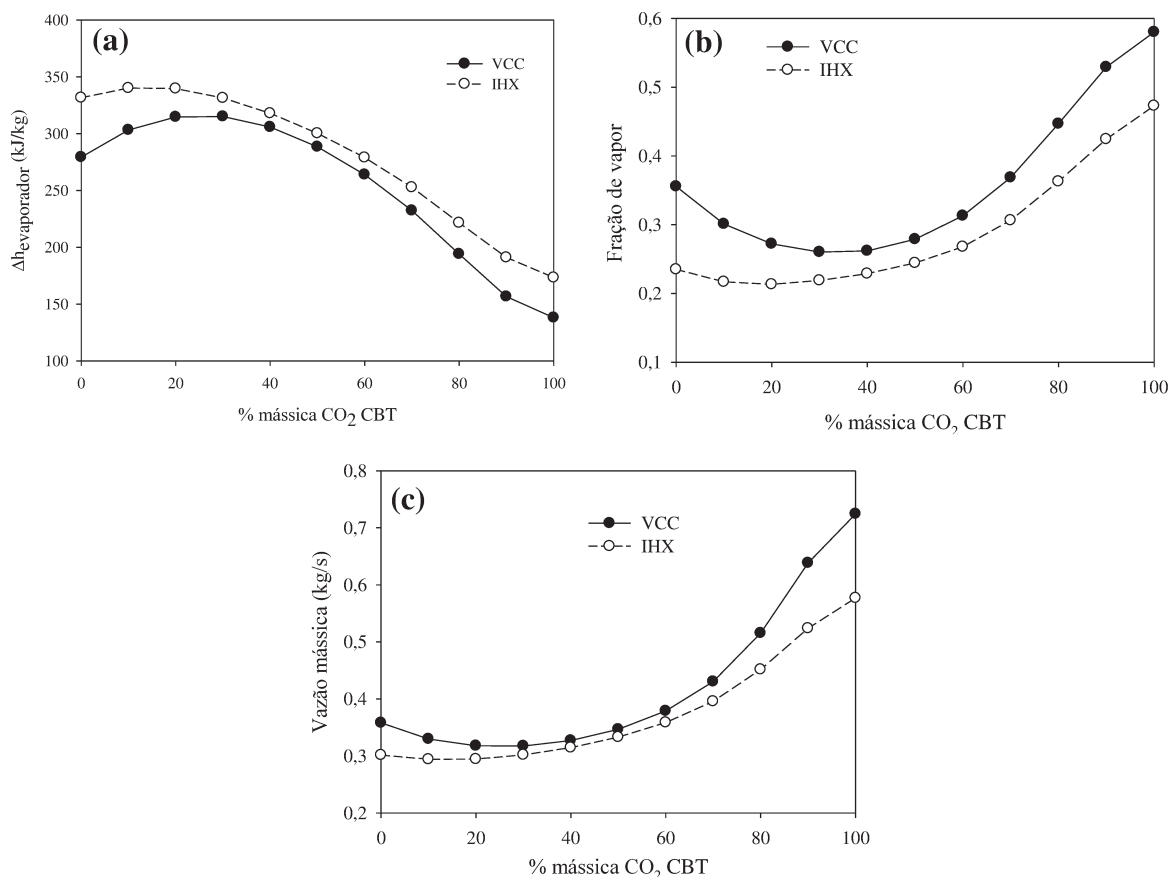


Figura 8.3 Comparação entre resultados do IHX e VCC para: (a) variação da entalpia do evaporador; (b) fração de vapor; (c) vazão mássica (kg/s) de refrigerante em função da composição da mistura no CBT para $T_{CondCBT} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A composição que apresentou o maior *glide* (40% de CO₂) foi a mesma em que se observaram as menores variações da vazão (4%), fração de vapor e variação de entalpia (4%) comparados ao VCC. À medida que a concentração das misturas se aproximava da substância pura, o aumento da entalpia e redução da vazão de refrigeração variou de 15 a 25%. Este comportamento está relacionado à efetividade e a carga térmica trocada no IHX que influenciaram diretamente o sub-resfriamento da corrente de líquido saturado.

Para a simulação do SRC foram mantidas constantes as temperaturas de vapor saturado no condensador e a temperatura de alimentação do evaporador. Assim, ao variar a composição da mistura e com ela o *glide*, houve o aumento da temperatura de vapor saturado no evaporador e a redução da temperatura de líquido saturado, diminuindo também a diferença entre as mesmas ($\Delta T_{\text{mistura}}$), como pode ser observado na representação da Figura 8.4. Desta forma como a efetividade do IHX foi mantida constante, sendo calculada com base na temperatura de vapor saturado do evaporador e de líquido saturado no condensador, a aproximação das mesmas reduziu a carga térmica trocada no IHX e como consequência, menor foi o sub resfriamento da corrente de líquido.

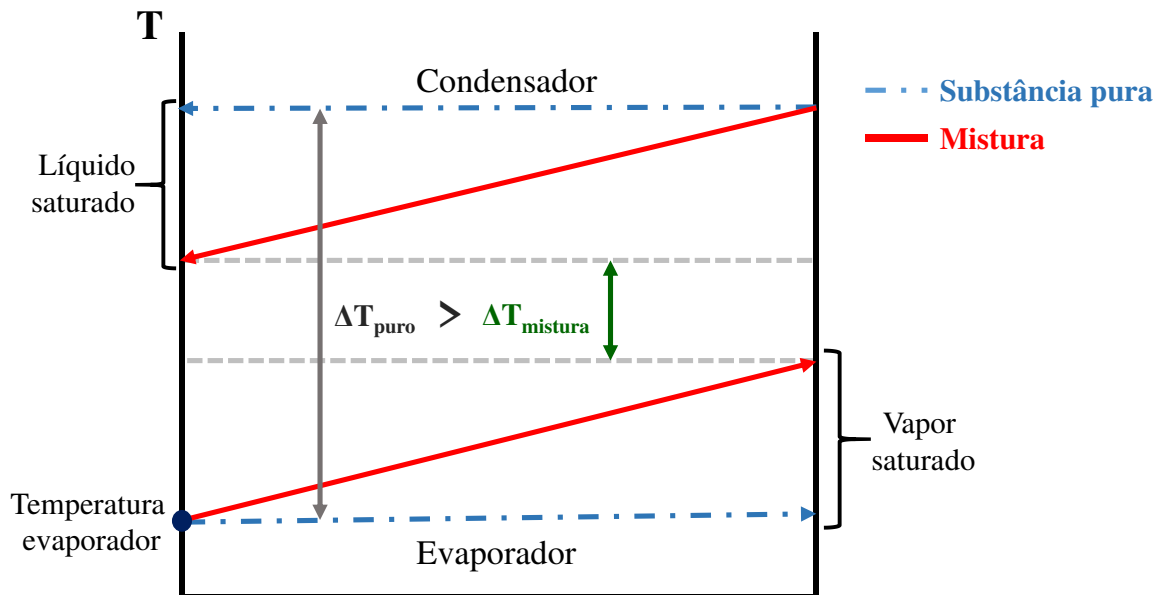


Figura 8.4 Diagrama genérico do efeito da variação da composição sobre as temperaturas de líquido saturado no condensador e de vapor saturado no evaporador.

Já para as substâncias puras, a diferença de temperatura entre o vapor e líquido saturado (ΔT_{puro}) foram maiores levando ao aumento da carga térmica trocada IHX e também no sub-resfriamento. Com um sub-resfriamento maior, a variação da entalpia de vaporização em comparação ao VCC foi elevada, proporcionando uma redução da vazão de refrigerante mais significativa para as substâncias puras do que para as misturas.

Os resultados do CBT e do CAT para os demais pares apresentaram as mesmas tendências observadas na análise do par CO₂/Propeno pela presença do IHX, sendo pouco relevante a repetição das discussões.

Desta forma foi possível concluir que o uso do IHX em qualquer um dos ciclos do SRC proporciona maiores efeitos sobre a vazão de refrigerante quando são utilizadas substâncias puras do que para misturas.

8.2.2.2 Trabalho de compressão

Da mesma forma que o IHX promove o sub resfriamento da corrente de líquido saturado há o superaquecimento da corrente de alimentação do compressor como pode ser observado na Figura 8.2. Autores (NAVARRO-ESBRÍ *et al.*, 2005; APREA e MAIORINO, 2008; LLOPIS *et al.*, 2015) relatam que este efeito é benéfico ao sistema pois garante que a alimentação do compressor seja feita completamente na fase vapor, uma vez que a presença de líquido diminui a eficiência deste equipamento.

Porém, do mesmo modo, o superaquecimento do vapor ocasiona o aumento tanto do volume específico do refrigerante como também da temperatura de alimentação do compressor. Considerando que o compressor apresenta capacidade volumétrica fixa na câmara de compressão, o maior volume específico reduz a vazão mássica de refrigerante impactando negativamente na eficiência do compressor. Como resultado, o trabalho de compressão aumentará e o mesmo reduzirá a eficiência energética do sistema. Este efeito negativo pode ser contrabalanceado pela redução da vazão de refrigerante como comentado na seção anterior.

O grau de impacto sobre o superaquecimento e a redução da vazão de refrigerante dependem diretamente das características termodinâmicas, como entalpia de vaporização e a razão entre o calor específico do líquido e do vapor, que varia de acordo com a substância utilizada e com a composição do par. Domanski *et al.* (1994) e McLinden (1990) constataram que os refrigerantes em que a fase vapor apresentava elevado calor específico e a fase líquida com valor baixo possuíam maiores ganhos no COP pela utilização do IHX.

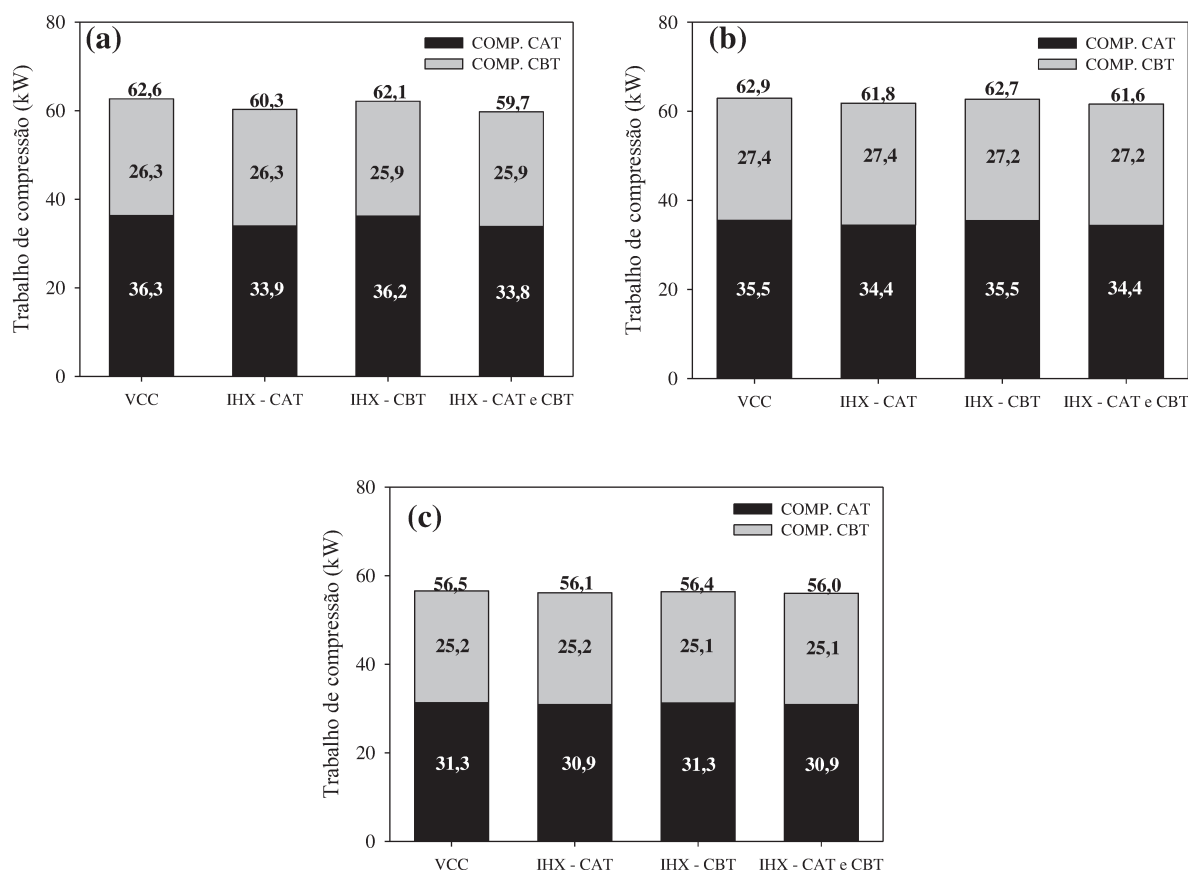


Figura 8.5 Trabalho de compressão em função da utilização do IHX em um ou ambos ciclos do SRC para os pares: (a) CO₂/Propeno; (b) CO₂/DME e (c) CO₂/NH₃.

Segundo as Figuras 8.5 (a), (b) e (c) é possível observar que a presença do IHX proporcionou a redução do trabalho total que variou de 0,8 a 4% para o par CO₂/Propeno, 0,3 a 2% para o CO₂/DME e 0,3 a 1% para o CO₂/NH₃, sendo que os menores valores foram observados sempre que o IHX estava presente no CAT e CBT. De acordo com os resultados, os pares com DME e NH₃ apresentam reduções pouco significativas no trabalho de compressão, não justificando a inserção de mais um equipamento ao sistema.

Levando em consideração os resultados que apresentaram maior redução do trabalho (CO₂/Propeno), na condição operacional comparada, as temperaturas de evaporação apresentaram o mesmo valor entre o ciclo VCC e com IHX para o CAT (-4,76 °C) e para o CBT (-38 °C). Assim como estas temperaturas foram as utilizadas para definir a temperatura de alimentação do evaporador e considerando que a válvula de expansão é isoentálpica, a variação de pressão para atingir a condição desejada ficou dependente da temperatura de alimentação da válvula. O sub-resfriamento da corrente de líquido pelo uso do IHX tornou a diferença entre a temperatura de entrada da válvula e a de alimentação do evaporador menor do que com relação a do VCC, proporcionando também menor queda de pressão. Assim, tanto

a razão de compressão como o trabalho de compressão foram menores, o que explica a redução da energia total consumida para o ciclo com IHX do que em relação ao VCC.

O efeito do IHX sobre o trabalho de cada ciclo foi influenciado pela variação de temperatura entre o condensador e o evaporador (*lift* de temperatura) do CAT ou CBT. Domanski *et al.* (1994) verificaram que quanto maior o *lift* de temperatura maior é o efeito da presença do IHX sobre as condições operacionais, proporcionando maior sub-resfriamento e assim reduzindo a variação de pressão na válvula. Nos sistemas avaliados o maior *lift* de temperatura foi observado para o CAT (40 °C), assim este foi o estágio mais beneficiado pela presença do IHX do que o CBT que apresentou menor *lift* (38 °C). Comparando a redução na variação de pressão e razão de compressão proporcionada pelo IHX para o CAT foi de 17 e 6% respectivamente, enquanto que para o CBT a redução foi de 11 e 3% apenas.

O superaquecimento do vapor que alimenta o compressor leva a um aumento da temperatura de descarga, que dependendo da composição e também do par de refrigerante, pode atingir valores acima do recomendável de 121 °C para operação (ASHRAE, 2014). Esta característica se torna uma desvantagem do IHX com relação ao VCC e também com relação ao FTVI que proporciona efeito oposto ao observado. O superaquecimento aumenta a velocidade de degradação do óleo lubrificante e das partes mecânicas e elétricas do compressor, exigindo maiores custos com a manutenção do equipamento. A Figura 8.6 apresenta a comparação entre as temperaturas de descarga do IHX com relação ao VCC para toda a faixa de composição dos pares no CBT. Em casos que estavam abaixo do 121 °C para o VCC, passaram a apresentar valores acima do recomendado.

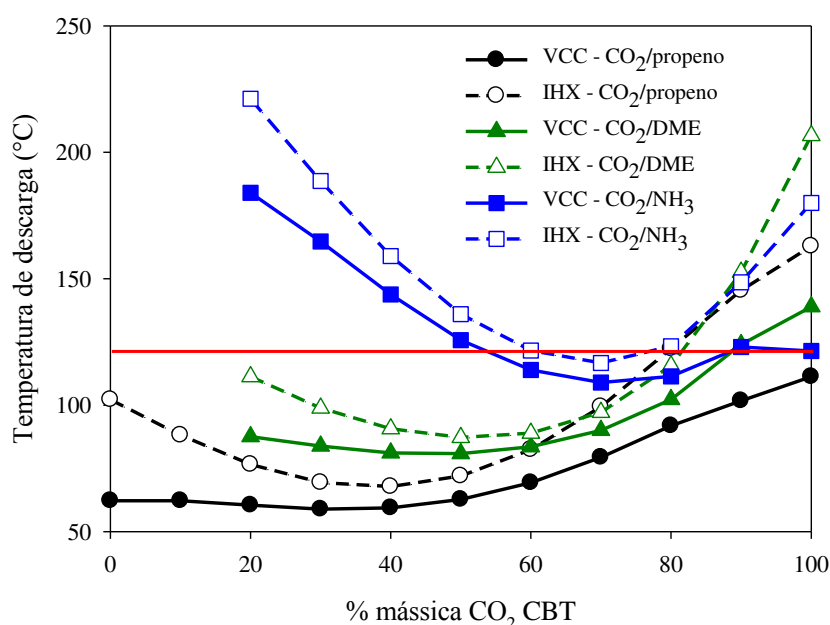


Figura 8.6 Comparação entre as temperatura de descarga do IHX com relação ao VCC.

8.2.2.3 Análise exergética

Nesta modificação do ciclo o trocador de calor interno proporciona a recuperação de parte da exergia contida nas correntes de vapor e líquido saturado, as quais seriam perdidas ou destruídas em comparação ao VCC. Por outro lado, como o efeito proporcionado no desempenho do sistema depende das propriedades termodinâmicas das substâncias, a inserção do IHX pode promover tanto o aumento como a redução da eficiência exergética do sistema.

A análise exergética foi realizada para verificar como a introdução do IHX cascata influenciou na distribuição de exergia entre os equipamentos do ciclo e se a destruição total foi reduzida para os pares estudados. Para a análise comparou-se o ciclo VCC com o IHX, considerando-se as mesmas condições operacionais e composição do par.

A Figura 8.7 apresenta a distribuição das irreversibilidades entre cada equipamento do sistema e também a destruição total de exergia para o par de CO₂/Propeno com 30% no CAT e 50% CBT, sendo a T_{CondCBT} igual a 25°C. Este sistema foi escolhido por ter apresentado maiores alterações em condições operacionais do que os demais sistemas.

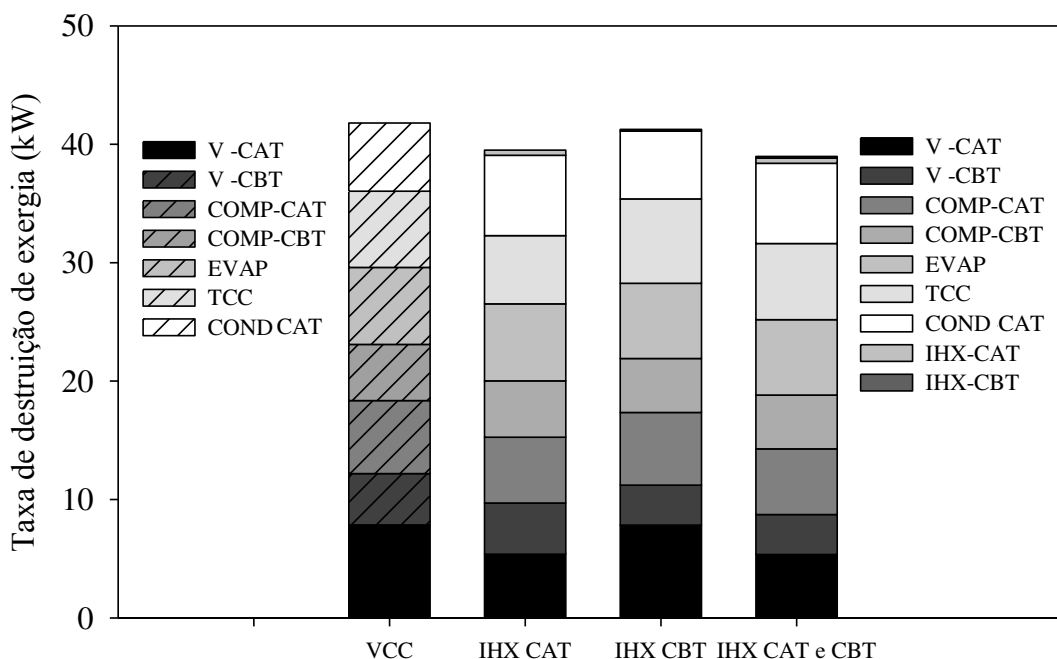


Figura 8.7 Destruição de exergia em cada equipamento dos ciclos SRC-IHX e SRC-VCC.

A redução da vazão de refrigerante auxiliou na redução da destruição de exergia de todos os equipamentos, exceto do trocador de calor cascata e também no condensador que receberam influências de outras variáveis.

Os equipamentos que apresentaram a menor taxa de destruição de exergia foram os trocadores de calor internos. Os mesmos apresentaram cargas térmicas menores do que os demais trocadores de calor do ciclo, o que os levou a apresentar taxas de destruição menores.

Mesmo para substâncias com diferentes composições, nas quais houve a variação da taxa de destruição nos IHX's, a mesma representa apenas uma parcela mínima em comparação com os demais equipamentos chegando a representar até 6% do total de irreversibilidades do sistema. Para que esta condição fosse atingida, o sistema apresentava-se numa configuração com baixo rendimento energético e exergético, o que não justificaria a análise, pois o objetivo do trabalho é determinar a condição que maximize esses parâmetros.

A alimentação da válvula de expansão com líquido sub-resfriado proporcionou menor variação de pressão reduzindo assim a destruição de exergia do IHX com relação ao VCC. Este foi o equipamento que apresentou maior redução, alcançando 30% no CAT e 20% no CBT. Nestes equipamentos, como toda a energia envolvida no processo de expansão não é recuperada de maneira útil para o sistema, a inserção de uma modificação que mude minimamente as condições operacionais já proporciona uma alteração na destruição de exergia significativa, como foi observado para o SRC-FTVI e também o SRC-IHX.

Os compressores receberam influências da utilização do IHX no sistema tanto pela redução da razão de compressão e da vazão de refrigerantes como do superaquecimento da corrente alimentação do compressor. A somatória de todos os efeitos proporcionados, sendo eles benéficos ou não, contribuíram para que a destruição de exergia deste equipamento apresentasse pouca variação para o IHX com relação ao VCC.

A destruição de exergia no evaporador apresentou pouca variação com relação ao VCC pois as condições operacionais do mesmo foram pouco afetadas pela adição do trocador de calor interno. As reduções observadas neste equipamento receberam maiores influências da menor vazão de refrigerante pelo aumento da entalpia de vaporização decorrente do sub-resfriamento.

Já no trocador cascata e no condensador do CATs a presença do IHX proporcionou o aumento da destruição de exergia. O superaquecimento da alimentação do compressor ocasiona o aumento da temperatura de descarga em relação ao VCC, o que leva o DTML a aumentar e juntamente a destruição de exergia.

Com relação à destruição de exergia total, a utilização do IHX tanto no CAT como no CBT foi a que gerou a redução mais significativa com valor cerca de 6% menor do que o VCC para o par CO₂/Propeno.

A eficiência exergética para todos os pares apresentou a mesma tendência da destruição de exergia apresentando o maior ganho para configuração que utilizava dois trocadores internos e os ganhos variaram de 1% para a CO₂/Amônia a 4% para o CO₂/propeno, como pode ser observado na Figura 8.8.

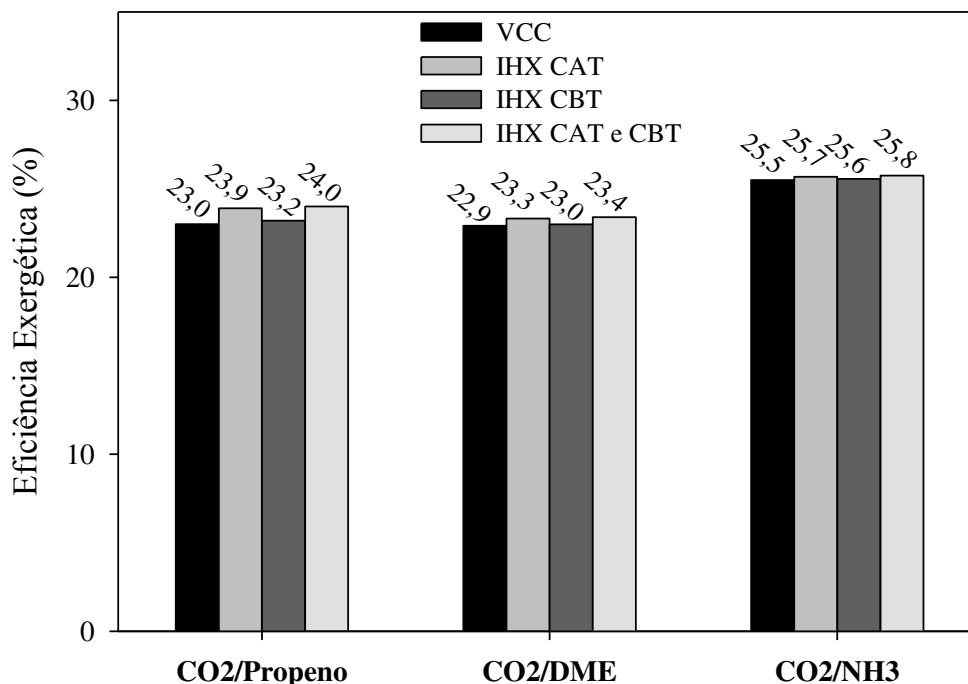


Figura 8.8 Comparação entre eficiência exergética do SRC-IHX com relação ao SRC-VCC para todos os pares de refrigerantes.

8.2.2.4 Coeficiente de desempenho

A Figura 8.9 apresenta o COP do SRC com IHX em um ou ambos os ciclos e também o COP do SRC-VCC para todos os pares de refrigerantes. O COP seguiu a tendência observada com a utilização do IHX apresentando maior impacto do par com propeno do que nos demais. O ganho obtido sob o COP para este par foi de 4% enquanto para os demais os ganhos foram de 2% DME e 1% NH₃.

A influência do trocador de calor presente em cada estágio do ciclo apresentou magnitudes diferentes. Como se pôde observar na discussão referente ao trabalho de compressão de cada estágio a alocação do trocador de calor no CAT foi a que promoveu o maior impacto, repercutindo diretamente no COP deste estágio e também no COP global do que em relação a presença do IHX no CBT, como pode ser observado na Figura 8.9.

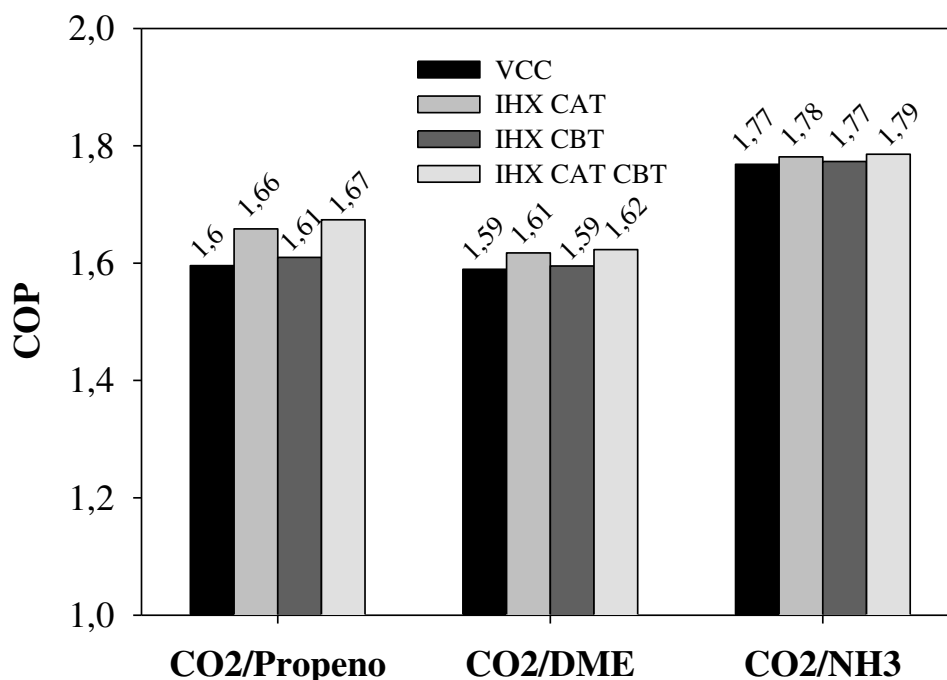


Figura 8.9 Comparação entre o COP do SRC-IHX com relação ao SRC-VCC para todos os pares de refrigerantes.

O mesmo comportamento foi observado por Bhattacharyya *et al.* (2005) que avaliaram a presença do trocador de calor interno em ambos os estágios do SRC utilizando as substâncias puras de CO₂ no CAT e propano no CBT. Os autores observaram que o aumento da efetividade do trocador proporcionou maior impacto sobre o COP do CAT enquanto que o ganho no CBT foi considerado negligenciável. Além disso, concluíram que a efetividade dos trocadores e a alteração do COP dos sistemas apresentam relação linear.

Levando este comportamento em consideração, uma alternativa para elevar o desempenho energético do sistema atuando no trocador de calor interno seria o aumento da efetividade do mesmo, mais precisamente no trocador localizado no CAT. Contudo quanto maior a recuperação de energia, menor é a diferença de temperatura entre as correntes no IHX.

No presente estudo, a aproximação mínima entre as temperaturas das correntes dos IHX foi mantida livre para verificar o comportamento das mesmas em função da composição dos pares. Para os pontos que apresentaram maior COP esta aproximação das temperaturas encontrava-se em torno de 5 °C. O aumento da efetividade do trocador promoveria a redução da DTML, o que impacta negativamente com o aumento da área de troca térmica encarecendo o custo de aquisição do equipamento.

Assim, mesmo que a presença do IHX promova certo ganho no desempenho do sistema, o mesmo pode ser pouco significativo em vista do aumento no investimento capital do SRC, levando um longo tempo de retorno inviabilizando a utilização do trocador de calor interno.

8.3 Otimização do SRC-IHX

Diversos trabalhos (DOMANSKI *et al.*, 1994; APREA, 1999; KLEIN *et al.*, 2000, HERMES, 2013) constataram que os efeitos do IHX sobre o COP do ciclo de compressão podem ser benéficos ou não e apresentar magnitudes diferentes de acordo com o tipo de refrigerante utilizado no sistema.

Os autores observaram que a entalpia de vaporização e também a razão entre o calor específico do líquido e do vapor que trocam calor no trocador interno possuíam alto impacto sobre o benefício ou não proporcionado pelo IHX.

Os mesmos também verificaram que o efeito proporcionado pelo IHX para diferentes substâncias dependia, além das características termodinâmicas de cada uma, do *lift* de temperatura e também a temperatura de evaporação. Quanto maior o *lift* de temperatura e menor a temperatura de evaporação mais significativo será o ganho no desempenho pela utilização do IHX.

De acordo com o comportamento observado na otimização dos estudos de casos anteriores, as temperaturas de evaporação e de condensação na condição ótima tendem a se aproximar das temperaturas das fontes de absorção e rejeição. Tal comportamento leva à redução do *lift* de temperatura e também da temperatura de evaporação quando comparada às condições estudadas na análise paramétrica.

Assim presume-se que, mesmo após a otimização, o ganho no COP pelo uso do IHX será ainda menor do que o obtido na análise paramétrica. Desta forma não convém realizar a otimização de um sistema que apresentará ganho negligenciável e proporcionar o aumento no custo capital e da complexidade do sistema, o que levaria o tempo de retorno do investimento a ser alto, inviabilizando a utilização do IHX para qualquer um dos pares estudados no presente trabalho.

Além disso, como observado na análise paramétrica, a utilização do IHX proporciona maiores ganhos em condições operacionais quando se utiliza refrigerante puro. Assim como nos demais estudos de caso, a utilização de misturas em ambos estágios do SRC foi a que proporcionou maior desempenho, então o emprego do IHX nestas condições seria irrelevante.

Portanto, em vista dos resultados obtidos na análise paramétrica e também de dados da literatura optou-se por não realizar a otimização para este estudo de caso, pelo fato da modificação proporcionar um ganho pouco significativo no desempenho.

8.4 Conclusões

O sistema de refrigeração em cascata foi avaliado apresentando trocador de calor interno em um ou ambos os estágios. A efetividade do IHX foi mantida constante em 60%. As composições dos pares de refrigerantes no CAT e CBT e também a temperatura de vapor saturado no condensador foram variadas para verificar o comportamento do sistema utilizando o IHX. As principais conclusões obtidas da análise paramétrica foram:

- A utilização do IHX proporcionou a redução da vazão de refrigerante com relação ao SRC-VCC. A redução variou de 4 a 25% sendo as substâncias puras as mais influenciadas pela IHX;

- A redução da vazão de refrigerante e também da razão de compressão pelo uso do IHX proporcionou menor trabalho de compressão. O par de CO₂/propeno foi o que apresentou o maior impacto do uso do IHX promovendo uma redução no consumo de energia de 4% enquanto o par de CO₂/DME e amônia foram reduzidas em 2 e 1% respectivamente.

- Observou-se que a utilização do IHX promoveu um aumento na temperatura de descarga do compressor em relação ao VCC. Condições operacionais que apresentavam-se abaixo da temperatura de descarga de 121°C para o VCC passaram a apresentar temperatura maior do que o limite com o uso IHX, o que pode causar efeitos negativos no compressor.

- A destruição de exergia do SRC foi reduzida com a presença do IHX, sendo que o principal equipamento que sofreu redução foram as válvulas de expansão variando de 20 a 30%. A eficiência exérgica apresentou um pequeno aumento sendo de 4% para o propeno, 2% para o DME e 1% para a amônia;

- O COP do SRC-IHX apresentou ganho pouco significativo com relação ao SRC-VCC sendo de 4% para CO₂/propeno, 2% para o CO₂/DME e 1% para a CO₂/amônia;

Em vista do baixo ganho proporcionado pela presença do IHX no desempenho do sistema para todos os pares, optou-se por não realizar a otimização do sistema. De acordo com estudos da literatura, esta modificação se torna interessante quando o sistema apresenta elevado *lift* de temperatura e reduzida temperatura de evaporação. A partir das otimizações dos outros estudos de caso notou-se que as temperaturas de condensação e evaporação tendem a se aproximar das temperaturas das fontes de absorção e rejeição de calor. Desta forma o

sistema apresentaria menor *lift* e maior temperatura de evaporação, condições as quais não são interessantes para utilização do IHX indicando que o ganho seria menor do que o observado na análise paramétrica.

Além disso a inserção de um número maior de equipamentos no ciclo proporcionaria o aumento do custo capital e da complexidade do sistema, a qual seria justificada caso a presença do IHX proporcionasse ganhos consideráveis no desempenho.

Portanto para os pares avaliados, a utilização do trocador de calor interno não promove ganhos significativos no desempenho do SRC, não sendo recomendada para a aplicação proposta no sentido do aumento do COP. A utilização do IHX poderia servir apenas como uma forma de proteção do sistema contra a alimentação do compressor com líquido ou a formação de bolhas na válvula de expansão.

CAPÍTULO 9 .Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho termodinâmico de sistemas de refrigeração em cascata composto por dois ciclos independentes. Duas abordagens foram consideradas para o estudo do SRC, sendo: a avaliação do potencial de uso de misturas de refrigerante não-azeotrópicos nos dois ciclos; e o emprego de ciclos alternativos tais como os ciclos FTVI e IHX como substitutos ao comumente utilizado VCC, o qual foi considerado como caso base neste trabalho.

Os refrigerantes estudados para compor as misturas foram selecionados com base nos critérios de serem naturais, com baixo ODP e GWP e que formassem uma mistura com comportamento não azeotrópico. As misturas escolhidas para análise continham CO₂ como refrigerante comum, sendo elas: CO₂/Propeno, CO₂/Dimetil Éter e CO₂/NH₃.

Os SRC's com diferentes configurações e misturas foram simulados no *software* Aspen Hysys v 8.4. As simulações foram validadas de acordo com três critérios: (1) as propriedades dos refrigerantes puros presente no simulador foram validadas com relação aos dados do REFPROP® v.9.1 e também experimentais; (2) o equilíbrio de fases de cada uma das misturas avaliadas estimado pelo simulador com a equação de estado PRSV foi comparado a dados experimentais; (3) e o simulador foi validado, com relação a um trabalho teórico no qual os autores avaliaram um sistema cascata semelhante ao estudado, com o propósito de verificar se as equações de balanço de massa e energia do simulador proporcionariam a mesma tendência nos resultados com relação aos trabalhos da literatura. A partir da validação permitiu verificar que o uso da equação de estado bem como o simulador são adequados para o desenvolvimento do trabalho.

Nas simulações admitiu-se uma aplicação genérica, na qual seria realizada a refrigeração de um fluido secundário com uma demanda de carga térmica no evaporador fixa de 100 kW. Realizou-se uma análise paramétrica com o objetivo de verificar a influência: das composições das misturas nos ciclos (CAT e CBT), da temperatura de vapor saturado no condensador do CBT (T_{CondCBT}), da razão de expansão e presença do tanque *flash* em um ou em ambos os ciclos para o caso do SRC-FTVI, e da presença do IHX no CAT e/ou CBT para o SRC-IHX sobre os parâmetros operacionais como: vazão de refrigerante, trabalho de compressão, destruição de exergia, eficiência exergética e COP.

A partir da análise paramétrica foi possível verificar que quando as misturas presentes no CAT e CBT apresentavam composição próxima ao maior valor de *glide* de temperatura, a vazão de refrigerante e o trabalho de compressão foram minimizados. Com isso a taxa de destruição de exergia total apresentou o menor valor para esta condição, sendo observada também a maior eficiência exérgica e maior COP. O uso de misturas permitiu atingir condições operacionais que não seriam possíveis com a utilização de substâncias puras, como por exemplo operar em temperaturas de condensação acima da temperatura crítica do CO₂ puro. Além disso, a possibilidade de alterar as composições de cada componente permitiu a manipulação das propriedades da mistura de modo a apresentar melhor desempenho termodinâmico do que a substância pura.

Outra variável que se mostrou importante para o projeto de sistema em cascata foi a T_{CondCBT} . Dentro da faixa de temperatura avaliada foi possível observar que existe uma temperatura que maximiza o COP. Entretanto, considerando a T_{CondCBT} que proporcionou o maior COP, se a temperatura variar em torno de ± 5 °C o COP do sistema apresenta uma variação menor que 1%.

Com relação ao SRC-FTVI verificou-se que o uso do FTVI no CAT e/ou CBT apresentou um efeito considerável no COP do sistema. Os maiores valores foram observados quando FTVI estava presente em ambos os ciclos, cerca de 12% maiores do que o COP do SRC-VCC. Na análise paramétrica constatou-se que a razão de expansão apresenta significativa influência sobre os parâmetros operacionais avaliados e existe uma combinação que permite a obtenção do máximo desempenho termodinâmico do SRC. Para este trabalho, dentro da faixa de RE's avaliadas, as que geraram o maior COP dos SRC's foram RE de 25% no CAT e 50% no CBT.

Dentre as vantagens observadas para este sistema foram constatadas as reduções do trabalho de compressão e também da temperatura de descarga, sendo que esta última contribui para o aumento da vida útil dos componentes do sistema, principalmente dos compressores e do óleo lubrificante. Entretanto, devido ao maior número de equipamentos que este ciclo necessita o seu custo seria elevado, assim a seleção deste sistema deveria passar por uma análise econômica, além da avaliação termodinâmica, para comprovar que sua utilização é economicamente vantajosa no setor industrial levando em consideração aplicações e cargas térmicas diferentes das analisadas no presente trabalho.

Para o SRC-IHX, observou-se que a configuração que apresentou o maior valor de COP foi a utilização do trocador de calor interno no CAT e CBT. No entanto, a utilização do IHX proporcionou ganhos pouco significativos no COP, no qual observou-se um aumento

máximo de cerca de 4% para a mistura de CO₂/Propeno, enquanto que os ganhos para as misturas de CO₂/DME e CO₂/NH₃ foram ainda menores, sendo de 2 e 1%, respectivamente.

Em comparação ao SRC-FTVI, o SRC-IHX apresenta a vantagem de ser um ciclo que necessita de menor número de equipamentos, entretanto o baixo ganho no COP encontrado torna esta configuração pouco interessante para o SRC avaliado. Contudo, estes resultados não excluem a possibilidade do uso de IHX em SRC como sendo uma alternativa para aumento da eficiência energética, pois para diferentes condições operacionais e fluidos refrigerantes puros ou misturas, os ganhos proporcionados podem ser diferentes, tornando assim sua utilização vantajosa.

Após a análise paramétrica foi realizada a otimização dos SRC's empregando cada uma das misturas para determinar a condição operacional que maximizava o COP para a aplicação genérica adotada. Apenas o SRC-IHX não foi otimizado, pois por meio da análise e comparação com outros trabalhos da literatura verificou-se que o ganho no COP seria ainda menor do que o observado na análise paramétrica.

Dentre as misturas avaliadas, a de CO₂/DME foi a que apresentou os melhores resultados obtendo o maior COP (2,34), menores pressões de operação (<1.600 kPa) e maior eficiência exergética (33,8 %). A sua utilização foi considerada como a melhor opção do ponto de vista do desempenho termodinâmico para as condições operacionais do presente estudo. Apesar disso deve-se atentar sobre o fato de que o DME é um fluido inflamável, sendo interessante avaliar se nas composições que maximizaram o COP a concentração de CO₂ auxiliaria na redução da inflamabilidade da mistura.

Já a mistura de CO₂/Propeno foi a que apresentou resultados inferiores às demais, com o menor COP (2,17), maiores vazões de refrigerante e elevadas pressões de operação (> 3.000 kPa). A de CO₂/NH₃ apresentou resultados relevantes exibindo a menor vazão de refrigerante e COP (2,32) próximo ao da mistura com DME. Estes resultados mostram que a mistura CO₂/NH₃ possui potencial para uso em sistemas de refrigeração, no entanto a avaliação da possibilidade de reação seria um fator importante a ser levado em consideração para comprovação de que nas condições operacionais estudadas seu uso seria viável.

Ao comparar os resultados obtidos com a presença de misturas nos dois ciclos do SRC aos de substâncias puras nestes mesmos ciclos, foi observado que as primeiras proporcionaram um aumento no COP que variou de 18 a 32%. Isto indica que o emprego de misturas pode ser uma abordagem vantajosa a ser avaliada em projetos de sistemas cascata para alcançar elevado desempenho energético.

Comparando o desempenho termodinâmico do SRC-VCC e do SRC-FTVI foram observados valores de COP próximos, sendo que para a mistura de CO₂/DME, a qual apresentou o melhor desempenho em ambas as configurações sob as mesmas composições no CAT e CBT, o VCC obteve COP de 2,34 enquanto que o do FTVI foi de 2,38. Em vista da pequena diferença entre o COP dos dois sistemas e da maior complexidade do ciclo FTVI, conclui-se que perante as condições operacionais avaliadas no presente trabalho, a utilização do SRC com dois ciclos VCC seria a mais vantajosa.

Perante os resultados discutidos anteriormente, o uso do sistema de refrigeração cascata constituído por dois ciclos de compressão de vapor utilizando misturas de CO₂/DME com 20% no CAT e 10% CBT foi a condição que proporcionou os melhores resultados, segundo as condições operacionais avaliadas na aplicação proposta.

A metodologia de simulação e análise se mostrou válida para alcançar os objetivos gerais e específicos do presente trabalho. O uso do simulador Aspen Hysys ® v.8.4 foi adequado para avaliação dos principais efeitos sobre parâmetros operacionais do SRC proporcionados pelo uso de misturas e de ciclos de refrigeração alternativos.

O presente estudo levou em consideração apenas a avaliação termodinâmica das condições operacionais que maximizassem o COP do sistema. Contudo na fase de projeto este é apenas um dos fatores que influenciam a seleção ou não de um determinado sistema ou par de refrigerante. Alguns fatores de segurança e avaliação econômica foram discutidos de maneira superficial, sendo que para cada tipo de aplicação os mesmos passam a ter pesos diferentes na fase de projeto.

Mesmo assim a avaliação teórica prévia, por meio de simulações, permite gerar uma visão global sobre os impactos que as modificações ou cenários avaliados tem sobre um processo. Desta forma, no caso do presente trabalho, o mesmo contribuiu para verificar que a utilização de misturas nos ciclos do SRC apresenta um considerável potencial de aumento da eficiência e melhora das condições operacionais do SRC. No entanto, os ganhos no desempenho proporcionado pelo uso dos ciclos alternativos foram pouco significativos para as condições operacionais avaliadas.

Com base nas conclusões obtidas, sugerem-se para trabalhos futuros as seguintes abordagens:

- Avaliação do desempenho dos três sistemas cascata para aplicações industriais que apresentem condições de temperatura e carga térmica distintas ao presente trabalho;
- Avaliação de diferentes combinações de misturas no CAT e CBT compostas por fluidos refrigerantes distintos;

- Análise econômica de cada um dos SRC's estudados para melhor embasar a decisão de escolha de qual configuração utilizar;
- Estudo de diferentes configurações de ciclos, além do FTVI e IHX, em SRC's, como por exemplo o SCVI (do inglês, "*Sub Cooler Vapor Injection*"), que associa o benefício do IHX no aumento da variação de entalpia no evaporador com o processo injeção de vapor entre estágios de compressão observado no ciclo FTVI;
- Avaliação experimental do SRC operando com misturas a fim de verificar se o comportamento e o desempenho encontrados no presente trabalho são observados na prática.

CAPÍTULO 10 . Referências bibliográficas

ADAMSON, B.E. Dimethyl Ether as an R-12 Replacement. **International Institute of Refrigerations**. 1998.

AGRAWAL, N., BHATTACHARYYA, S., Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling. **Applied Thermal Engineering**. v. 27, p. 299-305. 2007.

AHAMED, J. U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H.H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.15, p. 1593-1600. 2011.

APOSTOL, V.; POPESCU, G.; POP, H.; VASILESCU, E.; MARINESCU, C.; ALIONTE, C. Thermodynamic study regarding the use of Dimethylether as Eco-Refrigerant. *Rev. Chim.* 60 (2009), 714-718.

APREA, C.; ASCANI, M.; ROSSI, F. A criterion for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**. v. 19, p. 329-336. 1999.

ARORA, A.; KAUSHIK, S. C.; Energy and exergy analysis of a two-stage vapour compression refrigeration system. **International Journal of Energy Research**. v. 34, p. 907-923. 2010.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook**. 2014

BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN-CERVERA, Á.,; MOLÉS, F.; PERIS, B. Drop-in analysis of an internal heat exchanger in a vapour compression system using R1234ze (E) and R450A as alternatives for R134a. **Energy**. v. 90, p. 1636-1644. 2015.

BANSAL, P. A review – Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. **Applies Thermal Engineering**. v. 41, p. 18-29. 2012.

BEAK, C., HEO, J., JUNG, J., LEE, E., KIM, Y. Effects of vapor injection techniques on the heating performance of a CO₂ heat pump at low ambient temperatures. **International Journal of Refrigeration**. v. 43, p3 26-35. 2014.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. Wiley. 1995.

BHATTACHARYYA, S., MUKHOPADHYAY, S., KUMAR, A., KHURANA, R. K., SARKAR, J. Optimization of CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. **International Journal of Refrigeration**. v. 28, p. 1284-1292. 2005.

BHATTACHARYYA, S.; BOSE, S.; SARKAR, J. Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for transcritical CO₂-C₃H₈ system. **International Journal of Refrigeration**. v. 30, p. 624-632. 2007.

BINGMING, W.; HUAGEN, W.; JIANFENG, L.; ZIWEN, X. Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor. **International Journal of Refrigeration**. v. 32, p. 1358-1365. 2009.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach – 5 ed.** McGraw-Hill. 2004.

ÇENGEL, Y. A.; WOOD, B.; DINCER, I. Is bigger thermodynamically better? **Exergy, an International Journal**. v. 2, p.62-68. 2002.

Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura. **CEPAGRI**. Dados meteorológicos do ano de 2016. 2017.

CHAKRAVARTHY, V. S.; SHAH, R. K.; VENKATARATHNAM, G. A review of Refrigeration Methods in the Temperature Range 4-300 K. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**. v. 3. 2011.

CHEN, C.; LIAW, H.; WANG, T.; LIN, C. Carbon dioxide dilution effect on flammability limits for hydrocarbons. *J. Hazard. Mater.* 163 (2008), 795-803.

CIMSIT, C.; OZTURK, I. T. Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles. **Applied Thermal Engineering**. v. 40, p. 311-317. 2012.

CNI. Confederação Nacional das Industrias. Troca de motores como indutora de competitividade na indústria brasileira. Disponível em: <<https://www.cpfl.com.br/releases/Paginas/troca-de-motores-como-indutora-de-competitividade-na-industria-brasileira.aspx>>. Acessado em: 24 de Outubro de 2017.

COKER, A. K. **Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants – 4th edition**. Gulf Professional Publishing. 2007.

COX, N., MAZUR, V., COLBOURNE, D. New high pressure low-GWP azeotropic and near-azeotropic refrigerant blends. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. 2008

DEMMA, D. **Compressor overheating still today's most serious field problem?** *Parker Hannifin*. 2005. Disponível em: <<http://sporlanonline.com>> Acesso em: 23 abril 2016.

Di NICOLA, G., GIULIANI, G., POLONARA, F., STRYJEK, R. Blends of carbon dioxide and HFCs as working fluids for the low-temperature circuit in cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**. v. 28, p. 130-140. 2005.

DI NICOLA, G.; POLONARA, F.; STRYJEK, R.; ARTECONI, A. Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 34. p.1436-1445. 2011.

DIDION, D. A.; BIVES, D. B.; Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs. **International Journal of Refrigeration**. v. 13. p. 163-175. 1990.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2. ed. John Wiley & Sons, 2010.

DOMANSKI, P. A., DIDION, D. A., DOYLE, J. P. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**. v. 17, p. 487-493. 1994.

DOMANSKI, P. A.; Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer and ejector. **U.S. Department of Commerce**. 1995.

- DOPAZO, J. A., FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., UHÍA, F. J. Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling application at low temperatures. **Applied Thermal Engineering**. v. 29, p. 1577-1583. 2009.
- DOPAZO, J. A.; FERNÁNDEZ-SEARA, J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process application. **International Journal of Refrigeration**. v. 34, p. 257-267. 2011.
- DUBEY, A. M., KUMAR, S.; AGRAWAL, G. Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications. **Energy Conversion and Management**. v. 86, p. 774-783. 2014.
- EPE. **Balanco Energético Nacional – ano base 2016**. Rio de Janeiro, Brasil: Empresa de Pesquisa Energética, 2017. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2017.pdf>. Acessado em: 18 de Outubro de 2017.
- EPE. **Balanco Energético Nacional – Séries históricas Completas**. Empresa de Pesquisa Energética, 2017. Disponível em: <[https://ben.epe.gov.br/BENSeries Completas.aspx](https://ben.epe.gov.br/BENSeries_Completas.aspx)>. Acessado em: 24 de Agosto de 2017.
- FAN, X. W.; JU, F. J.; ZHANG, X. P.; WANG, F. Thermodynamic comparison of R744/R600A and R744/R600 used in mid-high temperature heat pump system. **Thermal Science**. v. 18. p. 1655-1659. 2014.
- FARRINGTON, P. S.; SAGE, B. H. Volumetric behavior of propene. **Industrial and Engineering Chemistry**. v. 41, p. 1734-1737. 1949.
- FERNÁNDEZ-SEARA, J.; SIERES, J.; VÁZQUEZ, M. Compression-absorption cascade refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**. v. 26, p. 502-512. 2006.
- GETU, H. M.; BANSAL, P. K.; Thermodynamics analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v.31. p. 45-54. 2008.
- GRANRYD, E. Hydrocarbons as refrigerants – an overview. **International Journal of Refrigeration**. v. 24, p.15-24. 2001.
- HASELDEN, G.G., NEWITT, D.M., SHAH, S.M. Two-Phase equilibrium in binary and Ternary systems. V. Carbon dioxideethylene, VI. Carbon dioxide-propylene. **Royal Society, Series A Mathematical and Physics Science**. 1951.
- HEO, J., JEONG, M. W., KIM, Y. Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions. **International Journal of Refrigeration**. v. 33, p.848-855. 2010.
- HERMES, C. J. L. Alternative evaluation of liquid-to-suction heat Exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**. v. 36, p. 2119-2127. 2013.
- HINDERINK, A. P.; KERKHOF, F. P. J. M.; LIE, A. B. K.. ; DE SWAAN ARONS, J. ; VAN DER KOOI, H. J. (1996) Exergy analysis with a flowsheeting simulator - I. Theory: Calculating exergies of material streams, **Chemical Engineering Science**, v. 51, p. 4693–4700.
- IHMELS E. C.; LEMMON, E. W. Experimental densities, vapor pressures, and critical point, and a fundamental equation of state for dimethyl ether. **Fluid Phase Equilibria**. v. 260, p. 36-48. 2007.

INOUE, S.; KANAI, K.; OTSUKA, E. Equilibrium of Urea Synthesis II. **Bulletin of The Chemical Society of Japan**. v. 45, p. 1616-1619. 1972

International Institute of Refrigeration, The Role of Refrigeration in the Global Economy., 29th Inf. Note Refrig. Technol., 2015

ISLA, M. A., IRAZOQUI, H. A. Simulation of a urea synthesis reactor. 1. Thermodynamic Framework. **Industrial & Chemical Engineering Research**. v. 32, p. 2662-2670. 1993.

JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. Thermodynamic modelling and parametric study of a low temperature vapour compression-absorption system based on modified Gouy-Stodola equation. **Energy**. v. 79, p. 407-418. 2015.

JEMNI, N.; ELAKHDAR, M.; NEHDI, E.; KAIROUANI, L. Performance investigation of cascade refrigeration system using CO₂ and mixtures. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**. v.23. 2015.

KHAN, J.; ZUBAIR, S. M.; Design and rating of two-stage vapor-compression refrigeration system. **Energy**. v.23, p. 867-878, 1998.

KILICARSLAN, A., HOSOOZ, M. Energy and irreversibility of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. **Energy Conversion and Management**. v. 51, p.2947-2954. 2010.

KLEIN, S. A., REINDL, D.T., BROWNELL, K. Refrigeration system performances using liquid-suction heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**. v. 23, p. 588-596. 2000.

KONDO, S.; TAKIZAWA, K.; TAKAHASHI, A.; TOKUHASHI, K.; Extended Le Chatelier's formula for carbon dioxide dilution effect on flammability limits. *J. Hazard. Mater.* 138 (2008), 1-8.

KUMAR, S. S.; SLVARAM, A. R.; RAJAVEL, R. Thermodynamic analysis of a cascade refrigeration system with R744/R290 mixtures. **Indian Journal of Science and Technology**. v. 8, p. 2-9. 2015.

LEE, D.; SEONG, K. J.; LEE, J. Performance investigation of vapor and liquid injection on a refrigeration system operating at high compression ratio. **International Journal of Refrigeration**. v. 53, p. 115-125. 2015.

LEE, H.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; CHUN, H. Potential benefits of saturation cycle with two-phase refrigerant injection. **Applied Thermal Engineering**, v. 56, p. 27-37. 2013.

LEE, T.S., LIU, C.H., CHEN, T.W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**. v. 29, p.1100-1108. 2006.

LEMKOVITZ, S. M., COOKER, M. G. R. T., van der BERG, P. J. An empirical thermodynamic model for the ammonia-water-carbon dioxide system at urea synthesis conditions. **Journal of Applied Chemical Biotechnology**. v. 23, p. 63-76. 1973.

LEMKOWITZ, S. M., van ERP, J. C., REKERS, D. M., van der BERG, P. J. Phase equilibria in ammonia-carbon dioxide systems at and above urea synthesis conditions. **Journal of Chemical Technology and Biotechnology**. v. 30, p. 85-101. 1980.

LEMKOWITZ, S. M.; GOEDEGEBUUR J.; van den BERG, P. J. Bubble-point measurements in the ammonia-carbon dioxide system. **Journal of Applied Chemical Biotechnology**. v. 21, p. 229-232. 1971.

LLOPIS, R.; SANZ-KNOCK, C.; CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; TORELLA, E. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. **Applied Thermal Engineering**. v. 80, p. 31-41. 2015.

LLOPIS, R.; SANZ-KOCK, C.; CABELLO, R.; SANCHEZ, D.; NEBOT-ANDRÉS, L.; CATALÁN-GIL, J. Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**. v. 103, p. 1077-1086. 2016.

MA, M.; YU, J.; WANG, X. Performance evaluation and optimal configuration analysis of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system with falling film evaporator-condenser. **Energy Conversion and Management**. v. 79, p. 224-231. 2014.

MATHISON, M. M.; BRAUN, J. E.; GROLL, E. A. Performance limit for economized cycles with continuous refrigeration injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 234-242. 2011

McLINDEN, M. O. Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. 1990.

McLINDEN, M. O.; RADERMACHER, R.; Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle. **International Journal of Refrigeration**. v. 10. p. 318-325. 1987.

MESSINEO, A. R744-R717 Cascade refrigeration system: Performance Evaluation compared with a HFC two-stage System. **Energy Procedia**. v.14, p. 56-65, 2012.

MESSINEO, A.; PANNO, D. Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**. v. 20. 2012.

MOHAMMADI, S. M.; AMERI, M. Energy and exergy performance comparison of different configurations of an absorption-two-stage compression cascade refrigeration system with carbon dioxide refrigerant. **Applied Thermal Engineering**. v.104, p. 104-120. 2016.

MOHANRAJ, M., JAYARAJ, S., MURALEEDHARAN, C., Enviroment friendly alternatives to halogenated refrigerants – A review. **International Journal of Green House Gas Control**. v. 3, p. 108-119. 2009.

MOHANRAJ, M.; MURALEEDHARAN, C.; JAYARAJ, S. A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. **International Journal of Energy Research**. v. 35, p.647-669. 2011.

MOSAFFA, A. H., FARSHI, L. G., INFANTE FERREIRA, C. A., ROSEN, M. A. Exergoeconomic and environmental analyses of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers. **Energy Conversion and Management**. v. 117, p. 442-453. 2016.

MÜLLER, N., JOSEPH, J. O., A closer look at CO₂ as a refrigerant. **American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)**. v. 115, p. 456-462. 2009.

NASRUDDIN, ALHAMID, M. I., SYAKA, D. R. B., ARNAS. Experimental of cascade refrigeration system using natural refrigerant mixture ethane and carbon dioxide at low temperature circuit and natural refrigerant propane at high temperature circuit. **Applied Mechanics and Materials**. v. 388, p. 96-100. 2013.

- NASRUDDIN, SHOLAHUDIN, S., GIANNETTI, N., ARNAS. Optimization of a cascade refrigeration system using refrigerant C₃H₈ in high temperature circuits (HTC) and a mixture of C₂H₆/CO₂ in low temperature circuits (LTC). *App. Therm. Eng.* v. 104, p.96-103. 2016.
- NASRUDDIN, SYAKA, D. R. B., ALHAMID, M. I. A cascade refrigeration system using mixture of carbon dioxide and hydrocarbons for low temperature applications. **Journal of Engineering and Applied Sciences.** v. 6, p. 379-386. 2011.
- NAVARRO-ESBRÍ, J.; CABELLO, R.; TORELLA, E. Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407c. **Energy.** v. 30, p. 621-636. 2005.
- ONAKA, Y.; MIYARA, A.; TSUBAKI, K.; KOYAMA, S. Analysis of Heat Pump Cycle Using CO₂/DME Mixture refrigerant. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference.** 2008.
- OUADHA, A., EN-NACER, M.; ADJLOUT, L.; IMINE, O. Exergy analysis of a two-stage refrigeration cycle using two natural substitutes of HCFC22. **International Journal of Exergy.** v. 1, 14-30. 2005.
- PALM, B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review. **International Journal of Refrigeration.** v. 31. p. 552-563. 2008.
- PARK, C.; LEE, H.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; Recent advances in vapor compression cycle technologies. **International Journal of Refrigeration,** v. 60. p. 118-134. 2015.
- PARK, K. J.; JUNG, D. Thermodynamic performance of ECFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. **Energy and Buildings.** v. 39, p. 67-680, 2007.
- PATEL, B.; KACHHWAHA, S. S.; MODI, B. Thermodynamic and parametric study of a two-stage compression-absorption refrigeration system for ice cream hardening plant. **Energy Procedia.** v. 109, p. 190-202. 2017.
- PEARSON, A. Refrigeration with ammonia. **International Journal of Refrigeration.** v. 31, p545-551. 2008.
- PENG, D. Y., ROBINSON, D. B. A new two-constant Equation of State. **Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals.** v. 15. p. 59-64. 1976.
- PONSANKAR, S.; BALASUTHAGAR, C.; KUMAR, A. S.; AHMED, I.; KAMAN, M. D. K. Performance and Irreversibility analysis of two stage cascade refrigeration system for diferente refrigerant pairs. **Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences.** v. 10, p. 371-375. 2017.
- PREISSNER, M.; CUTLER, B.; RADERMACHER, R.; ZHANGM, C. A. Suction line heat exchanger for R134a automotive air-conditioning system. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference.** 2000.
- QUEROL, E.; GONZALEZ-REGUERAL, B. PEREZ-BENEDITO, J. L. **Practical Approach to Exergy and Thermo-economic Analyses of Industrial Process.** Springer. 2013.
- RAJMANE, U. C. A review of Vapour Compression Cascade Refrigeration System. **Asian Journal of Engineering and Applied Technology.** v. 5, p. 36-39. 2016.
- RAMACHANDRAN, B. R., HALPERN, A. M.; GLENDENIN, E. D. Kinetics and mechanism of the reversible dissociation of Ammonium Carbamate: involvement of Carbamic Acid. **Journal of Physical Chemistry.** v. 102, p. 3934-3941. 1998.

- RIFFAT, S.B., AFONSO, C. F., OLIVEIRA, A. C., REAY, D. A., Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**. v. 17, no.1, p. 33-42. 1997.
- ROEBUCK, J. R.; MURREL, T. A.; MILLER, E. E. The Joule-Thomson Effect in Carbon Dioxide. **Journal of The American Chemical Society**. v. 64, p. 400-411. 1942.
- ROH, C. W.; KIM, M. S. Effect of vapor-injection technique on the performance of a cascade heat pump water heater. **International Journal of Refrigeration**. v. 30, p. 1-10. 2013.
- ROSEN, M.A.; DINCER, I. **Exergy – Energy, Environment and Sustainable Development**. Elsevier. 2013.
- SANCHEZ, D.; LLOPIS, R.; CABELLO, R.; CATALÁN-GIL, J.; NEBOT-ANDRÉS, L. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO₂) cascade refrigeration system. Energy impact analysis. **International Journal of Refrigeration**. v. 73, p. 183-199. 2017.
- SARBU, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 46. p. 123-141. 2014.
- SHUXUE, X., GUOYUAN, M., QI, L., ZHONGLIANG, L. Experimental study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32. **International Journal of Thermal Sciences**. v. 68, p. 103-109. 2013.
- SILVA, A., FILHO, E. P. B., ANTUNES, A. H. P., Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404a and R22 conventional systems for supermarkets. **Applied Thermal Engineering**. v. 41, p. 30 – 35. 2012.
- SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C. **Introdução a Termodinâmica da Engenharia Química – 5ª Edição**. LTC. 2000.
- STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. McGraw-Hill, 2004.
- STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. Editora Blücher. 2002.
- STOECKER, W. F.; WALUKAS, D. J.; Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixtures. **International Journal of Refrigeration**. v. 4. p. 201-208. 1981.
- Stoecker, W. *Industrial Refrigeration Handbook*. McGraw-Hill Education, New York, 1998.
- STRYJEK, R.; VERA, J. H.; PRSV: An improved Peng-Robinson equation of state for pure compounds and mixtures. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**. v. 64. p. 323-333. 1986.
- SUN, Z.; LIANG, Y.; LIU, S.; JI, W.; ZANG, R.; LIANG, R.; GUO, Z. Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404a and R23/R404a. **Applied Energy**. v. 184, p. 19-25. 2016.
- TORRELLA, E.; LLOPIS, R.; CABELLO, R. Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor. **International Journal of Refrigeration**. v. 32, p. 307-315. 2009.
- TSANG, C. Y., STREETT, W. B. Vapor-liquid equilibrium in the system carbon dioxide/dimethyl ether. **Journal of Chemical Engineering Data**. v. 26, p. 155-159. 1981.
- WANG, B.; XING, Z.; WU, H. Experimental study on the performance of a twin-screw CO₂ compressor in NH₃/CO₂ cascade refrigeration system. *Proc. Instit. Mechan. Eng.* v.8 , p.1141-1146. 2010

WANG, F.; FAN, X.W.; CHEN, J.; LIAN, Z. W.; Energy and exergy analysis of heat pump using R744/R32 refrigerant mixture. **Thermal Science**. v. 18. p. 1649-1654. 2014.

WYLEN, G.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. Editora Edgard Blücher. 1995.

XU, X., HWANG, Y., RADERMACHER, R. Refrigeration injection for heat pumping/air conditioning systems: Literature review and challenges discussions. **International Journal of Refrigeration**. v. 34, p. 402-415. 2011.

XU, Y.; CHEN, F.; WANG, Q.; HAN, X.; LI, D.; CHEN, G. A novel low-temperature absorption-compression cascade refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**. v. 75, p. 504-5012. 2015.

ZANDER, M.; THOMAS, W. Some thermodynamic properties of liquid ammonia: PVT data, vapor pressure, and critical temperature. **Journal of Chemical and Engineering Data**. v. 24. 1979.

ZHANG, J.; XU, Q. Cascade refrigeration system synthesis based on exergy analysis. **Computers and Chemical Engineering**. v. 35, p. 1901-1914. 2011.

ZHANG, X. P.; WANG, F.; FAN, X. W.; WEI, X. L.; WANG, F. K.; Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture. **Applied Thermal Engineering**, v. 54. P. 176-184. 2013.

ZLATANOVIC, I.; RUDONJA, N. Experimental evaluation of desuperheating and oil cooling process through liquid injection in two-staged ammonia refrigeration systems with screw compressors. **Applied Thermal Engineering**. v. 40, p. 210-215. 2012.

ANEXOS

A. Dados de saturação dos refrigerantes puros

Tabela A. 1 Validação das condições de saturação dos refrigerantes puros entre os dados do Aspen Hysys e REFPROP para: A – Dióxido de Carbono, B- Propeno, C- Dimetil Éter, D- Amônia.

A- Dióxido de Carbono			
T	Hysys Pressão	REFPROP Pressão	Desvio relativo
(°C)	(kPa)	(kPa)	(%)
-20	1978	1961	0,91
-15	2307	2281	1,14
-10	2672	2637	1,33
-5	3078	3033	1,47
0	3525	3471	1,56
5	4017	3954	1,59
10	4556	4486	1,56
15	5143	5069	1,46
20	5781	5709	1,27
25	6473	6412	0,96
30	7221	7189	0,45

B- Propeno			
T	Hysys Pressão	REFPROP Pressão	Desvio relativo
(°C)	(kPa)	(kPa)	(%)
-20	303	304	0,48
-15	360	361	0,36
-10	425	426	0,24
-5	499	499	0,11
0	582	581	0,01
5	674	673	0,14
10	777	775	0,26
15	892	888	0,38
20	1018	1013	0,50
25	1157	1150	0,62
30	1310	1300	0,72

C- Dimetil Éter			
T	Hysys Pressão	REFPROP Pressão	Desvio relativo
(°C)	(kPa)	(kPa)	(%)
-20	124	123	0,14
-15	152	151	0,10
-10	184	184	0,09
-5	222	222	0,09
0	266	265	0,10
5	315	315	0,14
10	372	372	0,18
15	436	435	0,24
20	509	507	0,31
25	590	588	0,39
30	680	677	0,48

D- Amônia			
T	Hysys Pressão	REFPROP Pressão	Desvio relativo
(°C)	(kPa)	(kPa)	(%)
-20	190	189	0,64
-15	236	235	0,48
-10	290	289	0,34
-5	353	353	0,20
0	427	427	0,08
5	513	513	0,02
10	611	612	0,11
15	724	725	0,19
20	851	853	0,25
25	996	999	0,30
30	1158	1162	0,34

Tabela A. 2 Validação das condições de saturação dos refrigerantes puros entre os dados do Aspen Hysys e dados experimentais para: A – Dióxido de Carbono, B- Propeno, C- Dimetil Éter, D- Amônia.

A- Dióxido de Carbono - Roebuck <i>et al.</i> (1942)				B-Propeno - Farrington e Sage (1949)			
T	Hysys	Referência	Desvio	T	Hysys	Referência	Desvio
(°C)	Pressão	Pressão	relativo	(°C)	Pressão	Pressão	relativo
	(kPa)	(kPa)	(%)		(kPa)	(kPa)	(%)
30	7221	7204	0,24	5,7	687	689	0,31
20	5781	5735	0,81	13,5	856	862	0,65
10	4556	4499	1,26	20,6	1033	1034	0,12
0	3525	3475	1,44	32,3	1384	1379	0,35
-10	2672	2634	1,44	42,0	1735	1724	0,65
-20	1978	1966	0,65	50,3	2084	2068	0,74
-30	1425	1408	1,19	57,7	2433	2413	0,84
-40	995	1003	0,86	64,3	2781	2758	0,83
-50	669	679	1,48	70,3	3126	3103	0,74
				75,9	3472	3447	0,71
				81,1	3818	3792	0,68
				85,8	4159	4137	0,54
				90,2	4488	4482	0,14
				91,7	4606	4606	0,00

C-Dimetil Éter - Ihmels e Lemmon (2007)				D-Amônia - Zander e Thomas (1979)			
T	Hysys	Referência	Desvio	T	Hysys	Referência	Desvio
(°C)	Pressão	Pressão	relativo	(°C)	Pressão	Pressão	relativo
	(kPa)	(kPa)	(%)		(kPa)	(kPa)	(%)
-8,8	192	194	0,59	20,4	862	869	0,71
1,5	280	282	0,70	30,2	1164	1173	0,77
7,4	341	342	0,34	40,2	1553	1564	0,75
17,0	464	465	0,24	50,2	2028	2043	0,74
22,0	540	540	0,07	60,1	2603	2620	0,63
34,7	775	773	0,21	70,0	3294	3312	0,53
39,8	887	881	0,68	79,9	4116	4134	0,43
53,6	1255	1246	0,73	89,8	5078	5096	0,36
54,3	1276	1267	0,67	99,7	6202	6216	0,22
60,7	1481	1468	0,89	109,6	7497	7510	0,17
61,6	1515	1505	0,64	119,5	8995	9015	0,22
67,5	1728	1712	0,95				
81,5	2326	2298	1,21				
88,0	2651	2621	1,15				
102,9	3514	3463	1,45				
110,0	3995	3951	1,12				
117,3	4532	4487	1,00				
121,3	4851	4812	0,81				
124,3	5102	5084	0,36				