



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia Química

RAÍZA BARCELOS CORRÊA DO NASCIMENTO

**ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO DE
REFRIGERAÇÃO CASCATA UTILIZANDO HFCs-DMAc E
REFRIGERANTES NATURAIS**

Campinas/SP
2018

RAÍZA BARCELOS CORRÊA DO NASCIMENTO

**ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO DE
REFRIGERAÇÃO CASCATA UTILIZANDO HFCs-DMAc E
REFRIGERANTES NATURAIS**

*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 Mestra em
Engenharia Química.*

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

ESTE EXEMPLAR DIGITAL CORRESPONDE
À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA
PELA ALUNA RAÍZA BARCELOS CORRÊA DO
NASCIMENTO E ORIENTADO PELO PROF. DR. JOSÉ
VICENTE HALLAK D'ANGELO

Campinas/SP
2018

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CNPq, 830535/1999-3

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

N17a Nascimento, Raiza Barcelos Corrêa do, 1992-
Análise paramétrica e otimização de um ciclo de refrigeração cascata utilizando HFCs-DMAc e refrigerantes naturais / Raiza Barcelos Corrêa do Nascimento. – 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. Algoritmos - Métodos de simulação. 4. Otimização. 5. Refrigeração. I. Dangelo, José Vicente Hallak, 1946-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Parametric analysis and optimization of a cascade refrigeration cycle using HFCs-DMAc and natural refrigerants

Palavras-chave em inglês:

Coolant fluids

Mixtures

Algorithms - Simulation methods

Optimization

Refrigeration

Área de concentração: Engenharia Química

Titulação: Mestra em Engenharia Química

Banca examinadora:

José Vicente Hallak Dangelo [Orientador]

Roger Josef Zemp

Elizabeth Marques Duarte Pereira

Data de defesa: 02-07-2018

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Química

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação de Mestrado defendida por Raíza Barcelos Corrêa do Nascimento aprovada em 02 de julho de 2018 pela banca examinadora constituída pelos professores doutores:

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

Prof. Dr. Roger Josef Zemp
DESQ/FEQ/UNICAMP

Prof^ª Dr^ª Elizabeth Marques Duarte Pereira
Centro Universitário UNA

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

DEDICATÓRIA

A minha família, pelo apoio incondicional e grande motivação para meu esforço de contínuo aprendizado e de superação.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela oportunidade de concluir essa etapa com grande aprendizado, pelo convívio com outras pessoas e pelo cumprimento de cada promessa em seu tempo.

À minha família, pelo constante incentivo pela busca do conhecimento em especial, meus pais, Rebob e Maria Aparecida, pelo amor, dedicação e cumplicidade; às minhas tias e à minha irmã Maria Rita, pelo carinho e companhia.

Ao meu namorado, Ivan, pela paciência e companheirismo. Aos amigos que fiz em Campinas, em especial, Larissa, Luiz, Lorrane e Flávio, pelo convívio especial que tivemos nesse tempo. Aos antigos amigos, pelo incentivo.

Ao Professor José Vicente Hallak d'Angelo, por toda dedicação durante a orientação deste trabalho, ensinando, corrigindo e apoiando em cada etapa, obrigada Professor!

Ao grupo de pesquisa, que contribuiu para realização desse trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro e à UNICAMP pela ampla estrutura oferecida.

*“Pois será como a árvore plantada junto
a ribeiros de águas, a qual dá o seu fruto
no seu tempo; as suas folhas não cairão, e
tudo quanto fizer prosperará.”*
Salmos 1:1-3

RESUMO

O elevado consumo de energia elétrica nos sistemas de refrigeração e a necessidade da substituição de refrigerantes de alto impacto ambiental contribuem para o crescimento de pesquisas sobre tecnologias alternativas em ciclos de refrigeração nos setores industrial e comercial. Nesse contexto, diversos autores têm estudado novas configurações do ciclo cascata de refrigeração com o objetivo de aumentar sua eficiência energética e utilizar refrigerantes de menor GWP (do inglês, “Global Warming Potential”) e ODP (do inglês, “Ozone Depletion Potential”) para atender a demanda de frio. O presente trabalho teve como objetivo realizar uma análise paramétrica do ciclo cascata composto por um ciclo de absorção simples-efeito (SRA) e um ciclo tradicional por compressão de vapor (VCC) em diferentes condições operacionais, visando avaliar e otimizar seu desempenho termodinâmico global (COP_{global}). Testaram-se diferentes pares de refrigerantes-adsorvente no SRA e refrigerantes naturais no VCC em uma carga térmica de refrigeração de 50 kW. As seguintes variáveis operacionais foram manipuladas: temperaturas de evaporação (-55 °C até -35°C), temperaturas de condensação cascata (-10 °C até 20 °C), temperaturas na saída do gerador (80 °C até 135 °C) e vazão mássica na saída do absorvedor de cada par no SRA. A análise paramétrica foi realizada por meio de dois cenários comparados com NH₃-H₂O/CO₂, comumente estudado na literatura. No primeiro cenário, avaliou-se os efeitos provocados pelas variáveis no par NH₃-H₂O no SRA e NH₃ ou CO₂ no VCC. E, no segundo cenário, avaliou-se os mesmos efeitos sobre os pares R32-DMAc (dimetilacetamida), R134a-DMAc e 152a-DMAc no SRA e CO₂ no VCC. Utilizou-se o simulador de processos Aspen HYSYS® para simular o ciclo e realizar a otimização de seu COP_{global} pelo Método Box por meio da ferramenta *Optimizer*, contida no simulador. Selecionou-se o pacote termodinâmico EOS-PRSV para os cálculos relacionados às propriedades dos fluidos. O aumento da temperatura de condensação cascata promoveu uma redução de 17 % em ambos os cenários. O aumento da temperatura de saída do gerador e da vazão mássica na saída do absorvedor variaram o COP_{global} em até 62 % (aumentou) e 55 % (reduziu), respectivamente. Após a otimização, o COP_{global} aumentou em média 50 %, reduzindo, proporcionalmente, a taxa total de destruição de exergia, com as destruições concentradas no trocador de calor solução (25%). O desempenho termodinâmico do R152a-DMAc/CO₂ aproximou-se do NH₃-H₂O/CO₂, sendo uma alternativa pertinente à sua aplicação em sistemas de refrigeração, devido ao baixo GWP.

Palavras-chave: cascata, compressão-adsorção, simulação, otimização.

ABSTRACT

The high electric energy consumption and the need of refrigerants of lower environment impact at refrigeration systems have influenced in the increasing of researches about alternatives cycles in the industrial and commercial sector. Several authors have been studied refrigeration's cycle new configurations to obtain higher energy performance and work with refrigerants of lower GWP (Global Warming Potential) and ODP (Ozone Depletion Potential). In this work, a cascade refrigeration cycle combining a single-effect absorption cycle (ABS) and a vapor compression cycle (VCC) was studied operating with different refrigerants-absorbent pairs and natural refrigerants, respectively, for a cooling load to 50 kW. The studying was conducted in two scenarios, both compared with NH₃-H₂O/CO₂. The NH₃-H₂O pair was tested in the high-temperature cycle (ABS) with a CO₂ and NH₃ pure natural refrigerants in the low-temperature cycle (VCC) at first scenario. At second scenario, three different pairs refrigerant-absorbent (R32-DMAc - dimethylacetamide, R134a-DMAc, and R152a-DMAc) were tested in the ABS with CO₂ in the VCC. Parametric analysis considered the influence of following variable parameters over the COP (coefficiente of performance overall, COP_{overall}) and exergy destruction rate: evaporator outlet stream temperature (from -55 °C to -35°C), generator outlet stream temperature (from 80 °C to 135 °C), condenser outlet stream temperature in the cascade heat exchanger (from -10 °C to 20 °C) and, mass flow at the absorber outlet stream (depends of pair at ABS section). Simulations were performed using a commercial process simulator Aspen HYSYS® and EOS-PRSV package was selected to describe of fluids proprieties. The optimization procedure was realized by Box Method using *Optimizer* tool at the simulator. The results showed that when the condenser temperature increased, COP_{overall} was reduced in 17% and when the generator temperature of the cycle increased, COP_{overall} increased as well, about 62 % for both scenario. After Optimization, the COP_{overall} has increased up to 50% and total exergy destruction rate was minimized, being concentrated in the solution heat exchanger (25%). The pair R152a-DMAc/CO₂ presented the highest performance, very close to the one of NH₃-H₂O/CO₂, but with the advantage of presenting a lower GWP that others pairs.

Keywords: Cascade; Absorption-Compression; Simulation; Optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Consumo de Energia Elétrica por setor no Brasil de 2007 até 2017, com dados da EPE.....	15
Figura 1.2 Transição dos CFCs para os HFCs para diferentes temperaturas de operação.	16
Figura 2.1 Ciclo Cascata Compressão a vapor.	22
Figura 2.2 Diagrama T x s Ciclo Cascata.	22
Figura 2.3 Ciclo de Absorção. Fonte: Çengel,2006.	24
Figura 4.1 Ciclo Cascata Absorção Simples Efeito e Compressão a vapor (Adaptada).	45
Figura 4.2. Etapas da metodologia das simulações e divisão dos cenários.	55
Figura 5.1 Curva de ELV (Equilíbrio líquido-vapor) da mistura NH ₃ -H ₂ O com dados de Tinner-Roth e Friend (1997) para a pressão de 354,64 kPa.	57
Figura 5.2 Efeito da Temperatura de Evaporação no COP _{vcc} e Potência do Compressor no VCC.	65
Figura 5.3 Efeito da Temperatura de Evaporação no Desempenho Termodinâmico do ciclo absorção-compressão.	66
Figura 5.4 Efeito da Temperatura de Evaporação na Taxa taxa total de Exergia Destruída no ciclo. ...	67
Figura 5.5 Efeito da Temperatura de condensação cascata no COP _{vcc} para o primeiro cenário.	70
Figura 5.6 Efeito da Temperatura de condensação cascata na Potência do Compressor	71
Figura 5.7 Efeito da Temperatura de condensação cascata no COP _{global}	72
Figura 5.8 Efeito da Temperatura de Condensação Cascata do VCC no COP _{SRA} (Segundo Cenário). .	73
Figura 5.9 Efeito da Temperatura de Condensação Cascata do VCC no COP _{global} . (Segundo Cenário)	75
Figura 5.10 Efeito da temperatura de condensação cascata na taxa de destruição de exergia do ciclo para o primeiro cenário.	76
Figura 5.11 Variação da Exergia Específica no SRA ₁ /CO ₂ na temperatura de condensação cascata (14) de -10 °C e 20 °C para uma temperatura de evaporação de -45 °C.	77
Figura 5.12 Efeito da variação de temperatura de condensação cascata (14) na taxa de destruição de exergia no segundo cenário.	77
Figura 5.13 Distribuição da taxa de destruição de exergia nos equipamentos para o primeiro cenário.	78
Figura 5.14- Distribuição da taxa de destruição de exergia para o Segundo Cenário.	79
Figura 5.15- Exergia Específica das correntes do segundo cenário na T ₁₄ =-2 °C.	80
Figura 5.16 Efeito da Temperatura de Saída do Gerador (10) no COP _{global} e COP _{SRA} . (Primeiro cenário)	83
Figura 5.17 Efeito da Temperatura de saída do gerador (10) na Ê _{XD} . (Primeiro Cenário).	84
Figura 5.18 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) no COP _{SRA} para o segundo cenário.	85
Figura 5.19 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) no COP _{global} para o segundo cenário.	86
Figura 5.20 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) na destruição de exergia total do ciclo.	87
Figura 5.21 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP _{global} no SRA ₁ /CO ₂	90
Figura 5.22 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP _{global} no SRA ₂ /CO ₂	90
Figura 5.23 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP _{global} no SRA ₃ /CO ₂	91
Figura 5.24 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP _{global} no SRA ₄ /CO ₂	91
Figura 5.25 Distribuição da taxa de destruição de exergia nos equipamentos do ciclo otimizado para o primeiro cenário.	95
Figura 5.26 Taxa de Destruição de Exergia entre os HFCS/DMAcs. Otimizados.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 GWP e ODP de diferentes grupos de refrigerantes.....	21
Tabela 4-1 Fluidos Refrigerantes selecionados e a nomenclatura adotada neste trabalho.....	46
Tabela 4-2 Cálculo dos parâmetros para as equações de PR e PRSV.....	49
Tabela 4-3 Cálculo dos parâmetros de PR e PRSV.....	49
Tabela 4-4 Faixa de Operação para Análise de Sensibilidade.....	53
Tabela 4-5 - Concentrações das soluções no SRA na literatura.....	53
Tabela 4-6- Variáveis fixas durante toda a simulação.....	53
Tabela 5-1 – Validação das propriedades dos fluidos utilizados na simulação.....	56
Tabela 5-2 Validação do Par R32-DMAC pelas pressões de saturação para a temperatura de 30 °C....	58
Tabela 5-3- Validação do par R152a/DMAC pelas pressões de saturação em uma temperatura de 30 °C.....	59
Tabela 5-4 Validação do par R134A/DMAC pelas pressões de saturação para uma temperatura de 30°C.....	60
Tabela 5-5 Temperaturas nas correntes do ciclo SRA.....	62
Tabela 5-6 Pressões nas correntes do ciclo SRA.....	62
Tabela 5-7 Validação do ciclo VCC com NH ₃	63
Tabela 5-8 Condições operacionais fixas no ciclo combinado.....	64
Tabela 5-9 Efeito da Temperatura de Evaporação nos parâmetros do VCC.....	64
Tabela 5-10 Efeito da Temperatura de Evaporação na Eficiência Exergética.....	67
Tabela 5-11 Variação da carga térmica, razão de circulação, concentração e potência da bomba para a temperatura de evaporação (16) de -45 °C.....	73
Tabela 5-12 Temperaturas de Evaporação e valores das Pressões no SRA.....	74
Tabela 5-13 – Média Logarítmica de temperaturas [°C] nos trocadores de calor cascata, absorvedor e TC-Solução para o segundo cenário.....	78
Tabela 5-14 Variação da Eficiência Exergética no ciclo absorção-compressão.....	81
Tabela 5-15 Carga Térmica no gerador e.....	85
Tabela 5-16- Valores de DTLM e Exergia Específica no TC-Solução.....	87
Tabela 5-17 -Eficiência Exergética do segundo cenário.....	87
Tabela 5-18 Concentração e Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) para todos os cenários.....	89
Tabela 5-19 Resultados da Otimização do Ciclo pelo Método Box para o Primeiro Cenário.....	94
Tabela 5-20 Nova Otimização com Restrição de 115 °C na Temperatura de saturação da solução fraca (10).....	98
Tabela 6-1 – Melhores resultados do primeiro e segundo cenário.....	103

NOMENCLATURA

Siglas:

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CFC	clorofluorcarboneto
GEE	Gases do Efeito Estufa
GWP	Potencial de Aquecimento Global (<i>Global Warming Potential</i>)
HCFC	Hidroclorofluorcarboneto
HFC	Hidrofluorcarboneto
HFO	Hidrofluoroleofinas
NDC	Contribuição Nacionalmente Determinada do Brasil
NRTL	Non-random two-liquid model
ODP	Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
PBH	Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs
PR	Peng-Robinson
PRSV	Peng-Robinson-Stryjek-Vera
SDO	Substâncias destruidoras da camada de Ozônio

Variáveis com letras Latinas e gregas:

a,b	Parâmetros da Equação de Estado	-
COP	Coefficiente de Desempenho	-
\dot{E}_x	Taxa de Destruição de Exergia	kW
Ex	Exergia Específica de fluxo	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
f	razão de circulação no SRA	-
k_{ij}	Parâmetro de Interação Binário	
\dot{m}	Vazão Mássica	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
η	Eficiência Exergética	%
P	Pressão	kPa
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	kW
RC	Razão de Compressão	
T	Temperatura	°C
\dot{W}	Potência do Compressor	kW
X	Concentração da solução concentrada ou diluída no SRA	%
ΔT	Diferença de temperatura de entrada e saída no trocador de calor	°C
ω	Fator acêntrico	
y	Fração de Vapor (Vapor Saturado)	

Abreviaturas e subscritos:

B	Bomba
<i>c</i>	Valores Críticos
comp	Compressor
EOS	Equação de Estado
evap	Evaporador
<i>f</i>	Exergia física
ger	gerador
SRA	Ciclo de Refrigeração por Absorção Simples-Efeito
TC	Trocador de Calor
TCC	Trocador de Calor - Solução
VCC	Ciclo por compressão de Vapor
VLE	Equilíbrio Líquido-Vapor (Vapor Liquid Equilibrium)

Sumário

1. Introdução.....	15
1.1 Contextualização e Justificativas do Trabalho.....	15
1.2 Objetivos do Trabalho.....	18
1.3 Estrutura do Trabalho	19
2. Fundamentação Teórica.....	20
2.1 Índices de Impacto Ambiental: ODP e GWP.....	20
2.2 Ciclos Alternativos ao ciclo por compressão de vapor	21
2.2.1 Ciclo Cascata de Refrigeração.....	21
2.2.2 Ciclo de Absorção	23
2.3 Avaliação do desempenho termodinâmico	25
2.4 Exergia.....	26
3. REVISÃO DA LITERATURA	30
3.1 Análises Termodinâmicas de Ciclos Cascatas de Refrigeração	30
3.2 Análises Termodinâmicas e Otimização do ciclo cascata absorção/compressão	34
3.3 Análises de pares refrigerantes/absorventes orgânicos em Ciclos de Absorção	39
4. METODOLOGIA	44
4.1 Descrição do Ciclo: ciclo de absorção simples-efeito (SRA) combinado com o ciclo de compressão a vapor (VCC).....	44
4.2 Fluidos Refrigerantes	46
4.3 Ferramentas Computacionais e Pacote Termodinâmico	48
4.4 Validação de dados	49
4.5 Balanços de Massa, Energia e Exergia	50
4.6 Análise Paramétrica	51
4.6.1 Primeiro Cenário.....	52
4.6.2 Segundo Cenário.....	54
4.7 Otimização	54
5. RESULTADOS	56
5.1 Validação do Pacote Termodinâmico com EOS-PRSV	56
5.2 Validação do ciclo.....	61
5.3 Análise Paramétrica do efeito da temperatura de evaporação sobre COP e $\dot{E}X_D$	63
5.4 Efeito da temperatura de condensação cascata no COP_{global} , COP_{vcc} , COP_{SRA} e $\dot{E}X_D$	69
5.5 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) sobre o COP_{global} , COP_{SRA} e $\dot{E}X_D$	82
5.6 Efeito da Vazão Mássica na Saída do Absorvedor sobre COP_{global} e $\dot{E}X_D$	88
5.7 Análise Paramétrica e Otimização dos cenários pelo COP_{global}	92
6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	100
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
APÊNDICE I – Ciclo de Absorção- Compressão no Simulador	110
APÊNDICE II –Análise Econômica Clássica	111

1. INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização e Justificativas do Trabalho

Os sistemas de refrigeração estão presentes nos setores industrial, comercial e residencial. No setor industrial, as baixas temperaturas são necessárias em diversas atividades e processos, como no controle de reações exotérmicas, processos de liofilização (secagem a frio), fermentação, pasteurização e conservação de alimentos. Nos setores comercial e residencial, a distribuição do frio é responsável pelo conforto térmico humano na climatização de ambientes e controle de temperatura de produtos perecíveis ou medicamentos por meio de refrigeradores comerciais.

As unidades refrigeradoras são essenciais para realização de diversos processos, porém, são fontes de emissão de gases de efeito estufa (direta ou indiretamente), de substâncias nocivas à camada de ozônio e seu funcionamento, exige um consumo elevado de energia elétrica. De acordo com os dados do Ministério de Minas e Energia (Eletrobras,2016), a refrigeração e os acionamentos de motores abrangeram cerca de 68 % do consumo de energia elétrica no setor industrial, sendo esse setor responsável por um consumo médio de 40 % de energia entre 2007 e 2017, como ilustra a Figura 1.1.

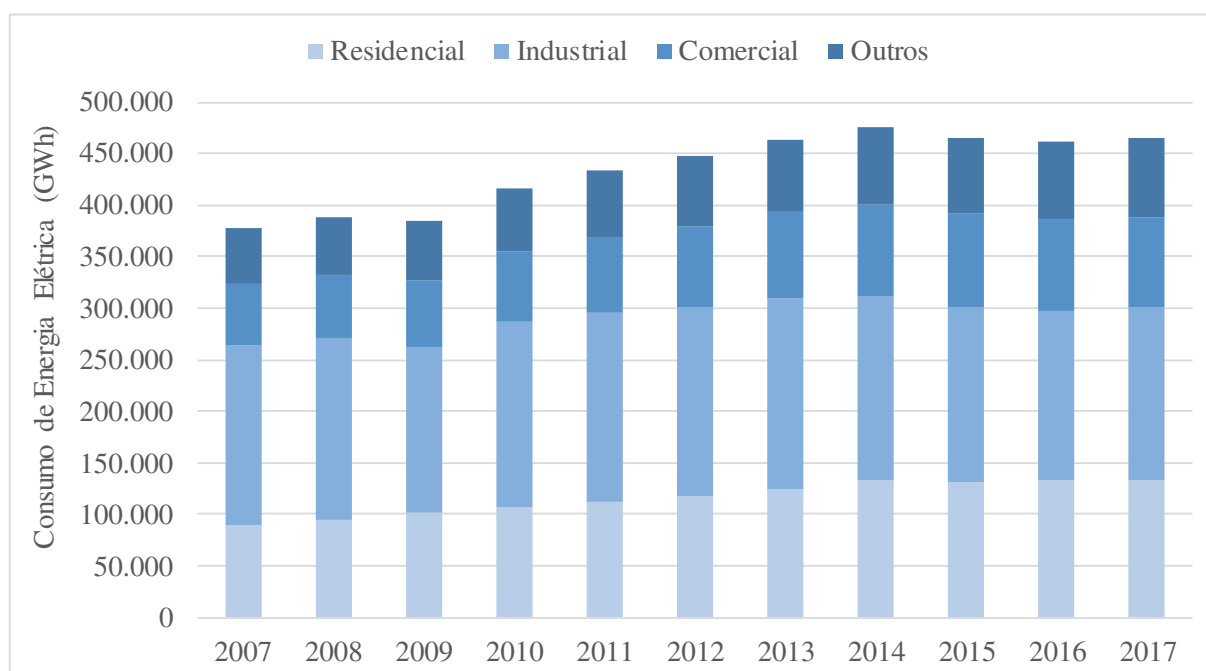


Figura 1.1 Consumo de Energia Elétrica por setor no Brasil de 2007 até 2017, com dados da EPE.

O desenvolvimento de novas tecnologias no setor de refrigeração busca atender dois fatores: aumento da eficiência energética e uso de novos refrigerantes, puros ou misturas, de menor impacto ambiental, contribuindo para o desenvolvimento sustentável.

A mudança dos fluidos refrigerantes utilizados no mercado industrial ou comercial começou teve início em meados da década de 90, quando os acordos internacionais dos Protocolos de Montreal (1989) e Kyoto (1977) estabeleceram algumas metas para reduzir os impactos ambientais provocados pela ação humana. O Protocolo de Montreal (1989) determinou a substituição de substâncias reativas quimicamente com o ozônio na parte superior da estratosfera, denominadas Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio (SDOs), como os grupos que possuem cloro em sua composição: cloroflúorcarbonos (CFCs), Tetracloroeto de carbono (CTC) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs). O Protocolo de Kyoto (1997) havia fixado metas para reduzir a emissão de CO₂ pela queima de combustíveis fósseis causadores do efeito estufa. Desde então, diversos grupos de refrigerantes vêm sendo substituídos por refrigerantes com menor índice de Potencial de Aquecimento Global (GWP, do inglês “*Global Warming Potential*”) e Potencial de Destruição da Camada de Ozônio (ODP, do inglês “*Ozone Depleting Potential*”) para atender a necessidade de sistemas desde baixas temperaturas de evaporação até altas temperaturas de evaporação, como ilustra a Figura 1.2.

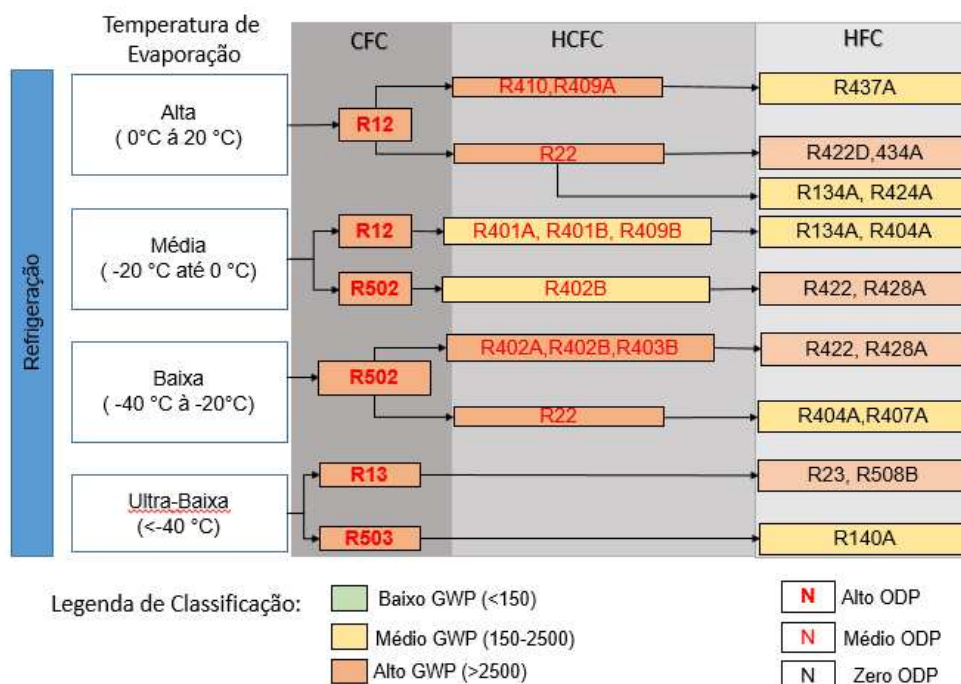


Figura 1.2 Transição dos CFCs para os HFCs para diferentes temperaturas de operação. Fonte: Linde Industrial Gas, 2017.

Diversos projetos e reuniões vêm acontecendo ao redor do mundo, em busca de novas soluções para o meio ambiente. No Brasil, o Programa Brasileiro para Eliminação dos HCFCs (PBH), implementado ao Protocolo de Montreal, busca auxiliar na redução e eliminação do consumo de HCFCs, fornecendo diretrizes para supressão do consumo desses refrigerantes até 2040. Recentemente, a COP 21 (21ª Conferência das Partes, em Paris) fortaleceu o acordo de 193 países em relação à redução de emissões de gases de efeito estufa (GEE). O Acordo de Paris resultou no comprometimento da NDC (Contribuição Nacionalmente Determinada) do Brasil em reduzir as emissões dos gases de efeito estufa em 37 % abaixo do índice de 2005 até 2025 e reduzir em 43 % até 2030. (MMA, 2016)

Ainda no ano de 2016, foi aprovada uma emenda ao Protocolo de Montreal, denominada *Emenda de Kigali*, que incluiu os hidrofluorcarbonos (HFCs) de alto GWP na lista de substâncias controladas pelo Protocolo. Essa emenda definiu o cronograma de redução do consumo dos HFCs, no qual o Brasil deverá congelar o consumo de HFCs em 2024, com redução escalonada até 2029 e atingir em 2045 o consumo máximo de 25 % em relação à linha de base.

Em função dessas mudanças, o uso de HFCs de médio e baixo GWP, refrigerantes naturais (CO₂, NH₃, R290), HFOs (hidrofluoroleofinas) e misturas de refrigerantes devem crescer nos próximos anos. Segundo o Ministério do Meio Ambiente (2015), os refrigerantes utilizados em algumas tecnologias aplicadas ao setor de refrigeração vêm sendo substituídos por: HFC-134a – em média temperatura, HFC-404a e HFC-507a – ambos para média e baixa temperatura, bem como sistemas com CO₂ subcrítico em cascata – para média e baixa temperatura, em substituição ao HCFC-22. Em países desenvolvidos, os refrigerantes de baixo impacto para o sistema climático global, tais como R-290 (propano), R-600a (isobutano), R-32 e misturas de HFOs e HFCs, têm sido largamente utilizados.

A necessidade de atender essa demanda por refrigerantes de menor impacto ambiental e reduzir o consumo de energia elétrica nos sistemas de refrigeração intensificaram as pesquisas por ciclos alternativos. Por exemplo, diversos autores têm estudado sobre novas configurações do ciclo de refrigeração cascata por compressão de vapor (Cleto, 2008; Messineo, 2012; Mosaffa *et al.*, 2016), utilizando refrigerantes menos nocivos ao meio ambiente, para atender a demanda de refrigeração em aplicações baixas e ultrabaixas temperaturas de evaporação.

Além das configurações do ciclo cascata por compressão de vapor (VCC), alguns autores (Kaiouani e Nhdi, 2006; Jain *et al.*, 2014; Colorado e Rivera, 2015) têm estudado

sobre o ciclo cascata absorção-compressão, cuja proposta é substituir o ciclo por compressão de vapor do ciclo de alta temperatura, por um ciclo de absorção simples efeito (SRA), pois este permite o aproveitamento de uma fonte térmica de fontes renováveis de energia (energia solar ou energia geotérmica) ou calor residual de processos de baixa temperatura de exaustão ($< 230\text{ }^{\circ}\text{C}$); reduzindo o consumo de energia do ciclo. (NETO, 2016)

No ciclo cascata absorção-compressão, vários pares refrigerante-absorvente podem ser estudados no SRA e combinados com refrigerantes puros no VCC a fim de proporcionar melhor desempenho termodinâmico do ciclo. Esse desempenho depende de muitas variáveis, como: carga térmica de refrigeração, temperaturas de evaporação, temperatura intermediária de condensação no trocador de calor cascata e das combinações dos diferentes fluidos no ciclo. Portanto, torna-se necessário analisar o comportamento desses fluidos em diferentes condições de operação, identificando-se os fluidos de médio e baixo GWP e baixo ODP que poderiam ser combinados no ciclo absorção-compressão, temas abordados nesta dissertação.

1.2 Objetivos do Trabalho

O objetivo geral desse trabalho de pesquisa foi realizar uma análise paramétrica da influência das variáveis operacionais do ciclo cascata absorção-compressão, em diferentes condições operacionais e com diferentes fluidos de trabalho, sobre o desempenho termodinâmico do ciclo, sendo utilizadas técnicas de otimização para maximização do seu valor. Realizou-se essa análise, considerando os seguintes objetivos específicos:

- Definir os pares de fluidos no ciclo de absorção e refrigerantes naturais no ciclo de compressão a serem estudados;
- Desenvolver testes com os diferentes pares de fluidos selecionados para as seguintes variáveis operacionais: temperaturas de evaporação, temperaturas de condensação cascata e temperaturas à saída do gerador, avaliando o desempenho termodinâmico do ciclo em cada caso;
- Simular e validar o ciclo de refrigeração e o pacote termodinâmico, a partir de dados da literatura (SRA e VCC) para os pares do SRA e refrigerantes;
- Realizar análise exergética, avaliando a variação da taxa total de destruição de exergia, e sua distribuição em cada equipamento em determinadas condições propostas;

- Aplicar técnicas de otimização para definição das condições operacionais ótimas do desempenho termodinâmico global do ciclo cascata.

1.3 Estrutura do Trabalho

O presente trabalho está estruturado em 6 capítulos distribuídos da seguinte forma:

- **Capítulo 1:** apresenta uma contextualização do problema, destacando-se a contribuição do presente trabalho ao tema através da apresentação de seu objetivos geral e específicos.
- **Capítulo 2:** apresenta uma fundamentação teórica abordando os conceitos referentes ao ciclo cascata, ciclo de absorção, desempenho termodinâmico e exergia;
- **Capítulo 3:** apresenta a Revisão da Literatura sobre os estudos envolvendo os ciclos cascata e refrigerantes;
- **Capítulo 4:** aborda a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho com as descrições das etapas do trabalho, considerações adotadas e ferramentas computacionais;
- **Capítulo 5:** apresenta os resultados da análise paramétrica e otimização do ciclo cascata;
- **Capítulo 6:** trata sobre a conclusão do estudo e sugestões para trabalho futuro.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Esse Capítulo apresenta a fundamentação teórica sobre os conceitos relacionados aos indicadores ambientais utilizados para caracterizar os refrigerantes em relação ao impacto ambiental, os ciclos alternativos de refrigeração e os parâmetros utilizados para mensurar o desempenho termodinâmico desses ciclos e as degradações da qualidade de energia.

2.1 Índices de Impacto Ambiental: ODP e GWP

Os sistemas de refrigeração têm sido afetados pelas metas estabelecidas nos protocolos internacionais para mitigar o impacto ambiental. Isso ocorreu, pois, alguns grupos de refrigerantes foram incluídos na lista de substâncias destruidoras da camada de ozônio. Dentro desse contexto, os índices ambientais são utilizados para auxiliar na seleção dos refrigerantes de menor impacto no meio ambiente. O ODP (do inglês “*Ozone Depletion Potential*”) e o GWP (do inglês “*Global Warming Potential*”) são os índices mais utilizados para mensurar o impacto ambiental causado por refrigerantes na camada de ozônio e no efeito estufa, respectivamente. Ambos os índices caracterizam os refrigerantes e são atualizados regularmente pelo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC, do inglês, “*Intergovernmental Panel on Climate Change*”).

O ODP avalia a quantidade de destruição da camada de ozônio causada por uma determinada substância química. Esse índice é calculado em relação ao refrigerante de referência R11, no qual o ODP = 1. A maioria dos refrigerantes pertencentes ao grupo de CFCs e HCFCs variam o índice entre 0,01 e 1,0. Os HFCs têm um ODP = 0, pois não possuem cloro em sua composição, que reage rapidamente com as moléculas de ozônio, contribuindo para a retirada da camada protetora da atmosfera. (DINÇER e KANOGLU, 2010)

O índice GWP mede a potencialidade de uma substância contribuir para o aquecimento global em relação ao gás dióxido de carbono (CO₂), geralmente por um período de 100 anos. O CO₂ é a molécula de referência, com um GWP =1. Diversos HCFCs e HFCs apresentam GWP entre 93 até 12.100. (DINÇER E KANOGLU, 2010)

Esses índices interferem na seleção dos refrigerantes para os sistemas de refrigeração e em sua substituição no mercado a curto, médio e longo prazos. A Tabela 2.1 exhibe os índices para os diferentes grupos de refrigerantes.

Tabela 2-1 GWP e ODP de diferentes grupos de refrigerantes.

Refrigerantes	HCFC		HFC			HFO	Naturais	
	R-22	R-402b	R-32	R152a	R134a	R1234yf	CO ₂	NH ₃
ODP	0,055	0,030	0	0	0	0	0	0
GWP	1810	2416	675	124	1430	4	1	0

Fonte: Dinçer e Kanoglu, 2010

Esses aspectos ambientais dos refrigerantes são fatores que interferem diretamente no desenvolvimento de novas tecnologias no setor de refrigeração, pois eles impactam na produção direta na indústria de refrigerantes e no tipo de ciclo utilizado para obter maior eficiência energética (ciclo por compressão de vapor estágio simples ou multiestágios, ciclo cascata ou ciclo de absorção). Os tipos de ciclos utilizados serão explicados na próxima seção.

2.2 Ciclos Alternativos ao ciclo por compressão de vapor

2.2.1 Ciclo Cascata de Refrigeração

Algumas aplicações industriais necessitam de baixas ou ultrabaixas temperaturas de evaporação e a grande diferença entre temperaturas de evaporação e condensação no ciclo implica em valores extremos de pressão, dependendo do refrigerante utilizado, assim como elevada razão de compressão e volume específico no compressor, provocando um baixo desempenho termodinâmico do ciclo. Um problema causado pelo uso de refrigerantes em baixas temperaturas de evaporação, é quando os refrigerantes têm uma pressão abaixo da atmosfera e isso pode causar alguns problemas, como vazamentos, pois pode ocorrer admissão de ar nas tubulações. O ciclo cascata é uma tecnologia alternativa ao tradicional ciclo de compressão de vapor e contribui para a minimização desses problemas uma vez que opera em dois ou mais estágios de compressão com o mesmo fluido ou dois fluidos refrigerantes distintos. (SILVA, 2013; ÇENGEL E BOLES, 2006)

O ciclo cascata é demonstrado na Figura 2.1, sendo uma combinação de dois (ou mais) ciclos por compressão de vapor conectados por um trocador de calor “cascata” que tem a função de evaporador no ciclo de baixa temperatura e condensador no ciclo de alta temperatura. Normalmente, dois refrigerantes distintos circulam em cada circuito, mas também pode ser usado o mesmo refrigerante, como ilustra o diagrama Temperatura x Entropia Específica da Figura 2.2.

No circuito de baixa temperatura (CBT), a troca térmica entre o refrigerante e o ambiente refrigerado (ou fluido secundário) ocorre no evaporador e no circuito de alta

temperatura (CAT), o rejeito de calor para o ambiente ou para um fluido arrefecedor (geralmente, água) ocorre no condensador. Os dispositivos que alteram a pressão do ciclo são as válvulas de expansão e os compressores. Basicamente, o refrigerante evapora, após absorver calor do ambiente refrigerado, então, é enviado ao compressor, onde ocorre o processo de compressão atingindo o estágio de alta pressão do ciclo (correntes 1-2), na sequência o vapor superaquecido é enviado ao condensador cascata, no qual ocorre uma nova mudança de fase para líquido saturado (correntes 2-3) e o rejeito de calor para o ciclo de alta temperatura, o refrigerante segue para a válvula de expansão, onde atinge a região de baixa pressão do ciclo e a temperatura de evaporação (correntes 3-4), fechando o ciclo. O calor rejeitado do CBT é absorvido durante a evaporação do refrigerante no CAT (corrente 5). O refrigerante percorre os processos semelhantes ao CBT de compressão (correntes 5-6), condensação (correntes 6-7) e expansão (correntes 7-8), mas em níveis maiores de temperatura de evaporação e condensação.

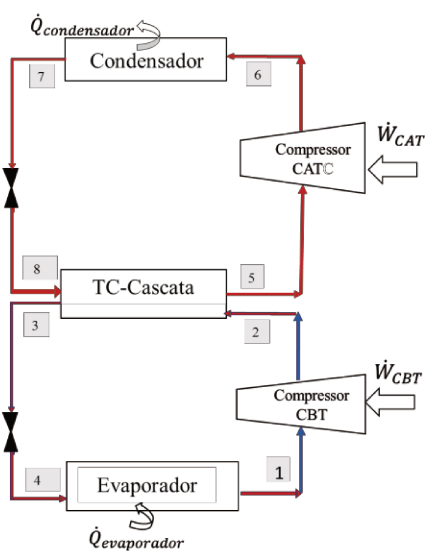


Figura 2.1 Ciclo Cascata Compressão a vapor.
Fonte: Çengele Boles, 2006.

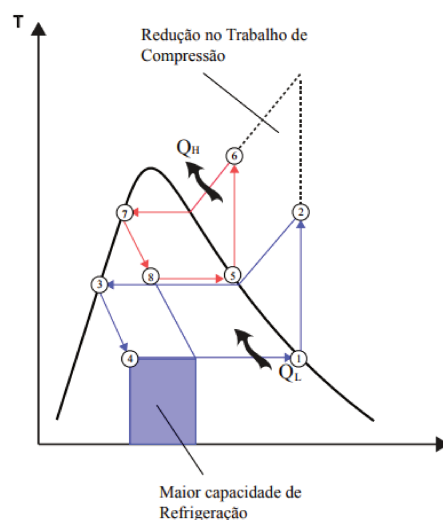


Figura 2.2 Diagrama T x s Ciclo Cascata.
Fonte: Çengele Boles, 2006.

Na Figura 2.2, observa-se que os processos de compressão são considerados isentrópicos (correntes 1-2; 5-6), em um ciclo ideal (adiabático e reversível). Porém, existem irreversibilidades inerentes ao ciclo que degradam a qualidade da energia e afetam o seu desempenho termodinâmico nos processos reais, caracterizando o ciclo como irreversível.

Uma das irreversibilidades do ciclo são os efeitos de atrito nos compressores que impedem a total compressão isentrópica. Sendo assim, em processos reais define-se um parâmetro quantitativo para expressar a proximidade com os processos ideais para compressão e expansão, denominado eficiência isentrópica e normalmente, é utilizado em

dispositivos de engenharia, como compressores, bombas e turbinas. Comumente, compressores operam com eficiência isentrópica entre 70% e 80 %. (ÇENGEL E BOLES, 2006)

O ciclo cascata de refrigeração é uma boa alternativa para ultrabaixas e baixas temperaturas de evaporação, apresentando melhor desempenho que o tradicional ciclo de compressão a vapor. Porém, ele ainda apresenta um elevado consumo de eletricidade e utilizar refrigerantes com propriedades térmicas adequadas (temperatura, pressão e entalpia) ou configurações alternativas desse ciclo (ciclo por compressão de vapor com trocadores intermediários ou tanque flash, por exemplo) pode proporcionar uma melhoria em sua eficiência energética.

Em médias e altas temperatura de evaporação, outro ciclo aparece como alternativa ao tradicional ciclo por compressão de vapor, o ciclo de absorção, descrito a seguir.

2.2.2 Ciclo de Absorção

O ciclo de absorção é utilizado em sistemas que funcionam a médias e altas temperatura de evaporação. Esse ciclo é economicamente atrativo, pois permite utilizar uma fonte térmica de energia entre 100 °C e 200 °C para acionar o ciclo de absorção. Essa fonte de calor pode ser originada de energia geotérmica, energia solar, calor residual de plantas de cogeração ou plantas de vapor e gás natural. Esse ciclo, além de usar o calor diretamente para a refrigeração, tem baixo consumo de energia elétrica, uma vez que a bomba de circulação utilizada no ciclo tem menor consumo de energia que do compressor no ciclo de compressão a vapor. (SMITH E VAN HASS, 2005; ÇENGEL E BOLES, 2006)

No ciclo de absorção (SRA), exibido na Figura 2.3, um par refrigerante/absorvente percorre o sistema em um circuito de absorção e dessorção. No gerador, a solução concentrada (refrigerante + absorvente) recebe calor da fonte térmica e o refrigerante separa-se da solução, (corrente 1) sendo enviado para o condensador, válvula de expansão e evaporador (troca térmica com o ambiente refrigerado), (correntes 1-4). Enquanto isso, a solução diluída, restante no gerador, retorna para o absorvedor, passando pela válvula redutora de pressão e trocador de calor intermediário (correntes 8-10), onde ocorre o seu resfriamento. Neste trocador de calor, ocorre a troca térmica entre as soluções concentrada e diluída (correntes 6-7 e 8-9). No absorvedor, o refrigerante é absorvido pela solução diluída (corrente 10) formando a solução concentrada (corrente 6) que será bombeada novamente até o gerador (correntes 5-7), fechando o ciclo, como ilustra a Figura 2.3.

É importante ressaltar, que entre o condensador e o gerador usa-se uma coluna retificadora para evitar o arraste do solvente com o refrigerante vaporizado e garantir a máxima purificação do refrigerante. Além disso, a região de pressão mais alta do ciclo é a do gerador, sendo necessária a instalação de uma bomba de circulação para elevar o nível de pressão do ciclo.

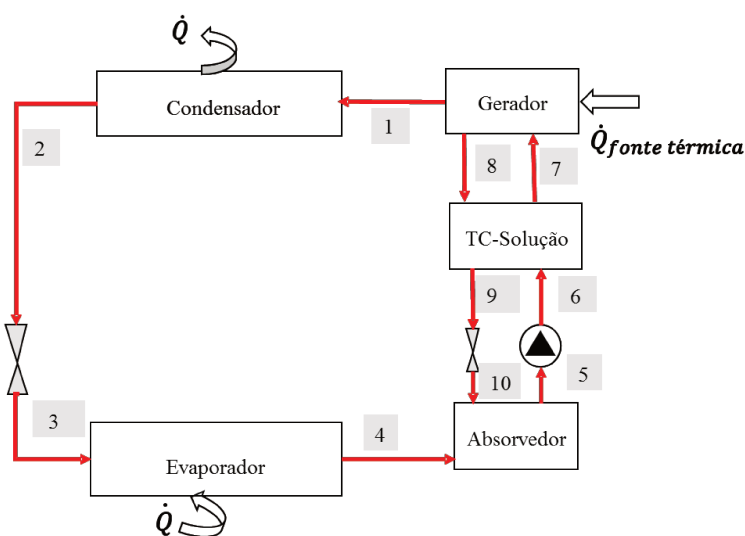


Figura 2.3 Ciclo de Absorção. Fonte: Çengel,2006.

O ciclo de absorção tem diversas configurações, as mais frequentes são simples efeito, quando o ciclo opera com único gerador, e duplo efeito, quando o ciclo opera com dois geradores. Em ambas configurações do ciclo, são utilizadas duas substâncias, um refrigerante e um absorvente, este geralmente pouco volátil. O fluido de menor pressão de vapor age como refrigerante, que é absorvido pelo seu par no absorvedor. (HEROLD *et al.*, 1996)

Os pares mais comuns usados no SRA são amônia-água ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) e água-brometo de lítio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$). Em sistemas de ar condicionado, a solução água-brometo de lítio é, preferencialmente, utilizada por fornecer desempenho termodinâmico superior aos demais pares para essa finalidade. Porém, esse sistema tem grande periodicidade de manutenção devido aos problemas com corrosão nos equipamentos e ao limite de solubilidade da solução aquosa de LiBr que pode causar a cristalização da solução e entupimento das tubulações, resultando em alto custo operacional. O SRA com amônia-água é utilizado na indústria sem problemas de cristalização, mas apresenta restrições em função do elevado grau de toxicidade. (DINÇER E RATLAMWALA, 2016; ÇENGEL E BOLES, 2006)

Um dos problemas operacionais no ciclo de absorção com o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com concentrações de 1 % de água na corrente de vapor, proveniente do gerador, é o acúmulo de água no evaporador, que pode limitar a transferência de calor e resultar na redução da

eficiência do ciclo. Isso ocorre, pois em substâncias binárias o processo de evaporação não acontece em temperatura constante, iniciando à temperatura de líquido saturado com aumento no decorrer do processo. A diferença de temperatura entre o líquido saturado (inicial) e o vapor saturado (final) é chamada de “*temperatura glide*” e será maior para menores concentrações de amônia. Por isso, existe a necessidade de purificação elevada do vapor refrigerante e, em alguns casos, recomenda-se a drenagem periódica da água no absorvedor, para evitar seu acúmulo no evaporador. (HEROLD *et al.* 1996 *apud* AGUILAR, 2010)

O desempenho termodinâmico e as degradações da qualidade de energia do ciclo SRA e do ciclo cascata mencionado na seção anterior são calculados por meio da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. A Primeira Lei avalia o desempenho energético do sistema e a Segunda Lei avalia os aspectos quantitativos relativos à qualidade da energia, conforme será explicado nas próximas seções.

2.3 Avaliação do desempenho termodinâmico

A eficiência de um ciclo de refrigeração tradicional (ciclo de compressão a vapor, VCC) é expressa em termos do desempenho termodinâmico do sistema, COP (do inglês “*Coefficient of Performance*”), cuja definição, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, é a razão entre a taxa do calor removido do ambiente refrigerado e a potência de energia consumida para acionar o sistema, conforme a Equação (2.1).

$$COP = \frac{\text{taxa de calor removido do ambiente refrigerado}}{\text{potência de energia consumida}} \quad (2.1)$$

No ciclo de compressão a vapor, o COP é calculado pela Equação (2.2), no qual a taxa de calor removido equivale à taxa de transferência de calor no evaporador (\dot{Q}_{evap}) e a energia consumida equivale ao potência do compressor (\dot{W}_{comp} , potência do compressor).

No ciclo cascata, a energia consumida para acionar o ciclo é igual à soma das potências dos compressores. Já no ciclo de absorção, a energia consumida corresponde à soma da energia consumida no gerador (\dot{Q}_{ger} , taxa de transferência de calor no gerador) e potência da bomba (\dot{W}_B), conforme Equação (2.3).

$$COP_{VCC} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.2)$$

$$COP_{SRA} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gerador} + \dot{W}_B} \quad (2.3)$$

2.4 Exergia

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, o calor e o trabalho são parcelas aditivas de energia no sistema, sendo conservada durante os processos, sendo essa transformada ou transferida (lei da conservação de energia). Porém, os processos reais apresentam limitações que impossibilitam a completa conversão do calor absorvido em trabalho. Essas limitações, estão intrínsecas nos enunciados da Segunda Lei, como: “Em um processo cíclico, é impossível converter completamente em trabalho, o calor absorvido.” Portanto, em processos reais (irreversíveis) haverá sempre degradações da qualidade de energia que não são mensuradas pela Primeira Lei, mas podem ser quantificadas pela análise da Segunda Lei, complementado a análise de desempenho termodinâmico de um sistema (BEJAN *et al.*, 1996; SMITH E VAN HASS, 2005).

A qualidade de energia de um sistema é mensurada utilizando-se o conceito de exergia, que é definida como a máxima medida de trabalho útil que poderia ser extraída deste sistema por meio de processos termodinâmicos até que o mesmo atinja um estado de equilíbrio com o estado de referência. Esse estado de referência, normalmente, é o meio ambiente com uma temperatura de 25 °C ($T_0=25$ °C) e uma pressão de 1 bar ($P_0= 101,325$ kPa) (BEJAN *et al.*, 1996).

A exergia específica de cada substância é dividida em quatro componentes, representada pela Equação (2.4):

$$Ex = Ex_f + Ex_{qui} + Ex_{pot} + Ex_{cin} \quad (2.4)$$

- ✓ Física (Ex_f): que corresponde ao máximo trabalho teórico que pode ser obtido de um sistema ao sair de seu estado inicial (T, P) e atingir um estado de equilíbrio mecânico e térmico com o ambiente em condições específicas (T_0, P_0).
- ✓ Cinética e Potencial ($Ex_{cin}; Ex_{pot}$): que estão relacionadas ao movimento e à posição do sistema em relação ao nível de referência. Quando esse sistema se encontra em repouso e na mesma altura do nível de referência, pode-se excluir estas duas

componentes da equação, igualando-as a zero. Caso contrário, as energias potencial e cinética podem ser integralmente convertidas em outras formas de trabalho, considerando-as, portanto, iguais às componentes potencial e cinética da exergia, respectivamente.

- ✓ Química (Ex_{qui}): que é considerada como a exergia interna das moléculas de uma substância. Ocorre em casos em que o sistema não se encontra em equilíbrio químico com o ambiente, ou seja, caso haja reações químicas, como reações de combustão e mudanças de composição durante mistura de componentes.

No presente trabalho, será considerado apenas a componente física da exergia, uma vez que será considerado o equilíbrio termodinâmico entre os pares no SRA e não há reação química. Além disso, não existe uma metodologia consolidada para o cálculo da exergia química em ciclos de absorção, em função do desvio da idealidade desses pares, conforme considerado por diversos autores (WALL, 1990 *apud* NAPOLEÃO, 2003; ARAÚJO, 2013).

A exergia física é calculada pela Equação (2.5), na qual h_0 e s_0 são a entalpia e a entropia da substância, respectivamente, avaliadas nas condições do ambiente ($T_0 = 25$ °C e $P_0 = 1$ bar) e h e s são a entalpia e a entropia da corrente de processo nas condições de operação.

$$Ex_f = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (2.5)$$

A exergia, assim como a energia, pode ser transferida para ou de um sistema de três formas: calor, trabalho e fluxo de massa. As duas únicas formas de interações de exergia associadas a uma massa fixa ou aos sistemas fechados são transferência de calor e a realização de trabalho. Essa transferência de exergia em sistemas fechados é mensurada pelo balanço de exergia, que é resultante da combinação dos balanços de massa, energia (Primeira Lei) e entropia (Segunda Lei), como exibem as Equações (2.6) - (2.8), considerando regime permanente. (BEJAN *et al.*, 1996; MORAN E SHAPIRO, 2007).

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s = 0 \quad (2.6)$$

$$\dot{S}_{gen} + \sum \frac{\dot{Q}_{vc}}{T_{vc}} + \sum \dot{m}_e \cdot s_e - \sum \dot{m}_s \cdot s_s = 0 \quad (2.7)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{vc}}\right) \cdot \dot{Q}_{vc} - (\dot{W}_{vc}) + \sum \dot{m}_e \cdot Ex_e - \sum \dot{m}_s \cdot Ex_s - \dot{Ex}_D = 0 \quad (2.8)$$

A Equação (2.7) é multiplicada por T_0 e subtraída da Equação (2.6), resultando na Equação (2.8). Nas equações apresentadas, os termos correspondem as seguintes taxas:

- ✓ $\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_{vc}}\right) \cdot \dot{Q}_{vc}$: transferência de exergia associada com a taxa de transferência de calor (Q_{vc}), onde a temperatura é T_{vc} ;
- ✓ (\dot{W}_{vc}) : é a taxa de transferência de energia relacionada ao trabalho;
- ✓ $\sum \dot{m}_e \cdot Ex_e$: taxa de transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa à entrada do sistema;
- ✓ $\sum \dot{m}_s \cdot Ex_s$: taxa de transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa à saída do sistema;
- ✓ \dot{Ex}_D : taxa de destruição de exergia devido às irreversibilidades do sistema.

Em processos reais existem irreversibilidades causadas por atrito entre gases e sólidos, mistura de fluidos, reações químicas, calor transferido por meio de uma diferença finita de temperatura e expansão não resistida. Essas irreversibilidades provocam a geração de entropia, e conseqüentemente, a destruição de exergia, como mostra a Equação (2.9). (DINÇER E RATLAMWALA, 2016; ÇENGEL E BOLES, 2006)

$$Ex_D = T_0 \cdot S_{gen} \quad (2.9)$$

Na literatura, a taxa de destruição de exergia é também referida, como a irreversibilidade ou trabalho perdido. A Equação (2.8) é conhecida como *teorema de Gouy-Stodola* (Bejan *et al.*, 1996). Nos processos reais, como de refrigeração, a taxa de destruição de exergia é calculada pelo balanço de exergia para cada componente do sistema. Nesse trabalho, o processo opera em estado estacionário e os equipamentos foram considerados adiabáticos (Moran e Shapiro, 2007) e a Equação (2.8) é reescrita conforme a Equação (2.10) para o cálculo da taxa de destruição de exergia.

$$\dot{Ex}_D = -(\dot{W}_{vc}) + \sum \dot{m}_e \cdot Ex_e - \sum \dot{m}_s \cdot Ex_s \quad (2.10)$$

O termo de transferência de exergia associada ao trabalho (\dot{W}_{vc}) está presente no balanço de exergia apenas nos compressores e bombas. Nos trocadores de calor e válvulas, o termo é considerado nulo, uma vez que não há necessidade de consumir ou realizar trabalho, e

consequentemente, a taxa de destruição de exergia é resultante apenas do fluxo de entrada e saída de exergia.

A eficiência calculada pela Segunda Lei da Termodinâmica é denominada eficiência exergética, e uma definição geral dessa eficiência para um sistema durante um processo pode ser calculado pela Equação (2.11). (ÇENGEL E BOLES, 2006)

$$\eta_{ex} = \frac{\textit{Exergia Recuperada}}{\textit{Exergia Fornecida}} = 1 - \frac{\textit{Exergia Destruída}}{\textit{Exergia Fornecida}} \quad (2.11)$$

A eficiência da Segunda Lei é uma aproximação para operação reversível, e, portanto, seu valor deve variar entre 0 (destruição completa de exergia) e 1 (nenhuma destruição de exergia). A exergia pode ser recuperada ou fornecida de diversas formas, como calor, trabalho, energia cinética, energia potencial, energia interna e entalpia. Para um refrigerador, a exergia fornecida pode ser considerada o trabalho consumido, uma vez que o trabalho fornecido a um dispositivo cíclico está totalmente disponível e a exergia recuperada é a exergia do calor retirado do meio à baixa temperatura. É importante ressaltar, que como a exergia pode ser recuperada ou fornecida de diversas quantidades e formas podem existir opiniões divergentes sobre a eficiência da Segunda Lei (ÇENGEL E BOLES, 2006).

Em ciclos de refrigeração, uma análise de Primeira Lei avalia o desempenho termodinâmico do sistema pela análise energética. A análise de Segunda lei permite determinar os equipamentos e correntes de maiores degradações da qualidade de energia contribuindo para buscar condições operacionais que resultem em um melhor aproveitamento da energia (operação e tecnologia). Dessa forma, o próximo capítulo aborda alguns estudos realizados na literatura, relevantes para esse trabalho, sobre ciclos cascata e as análises de Primeira e Segunda Leis neles aplicadas, para avaliar o comportamento do ciclo em diferentes condições operacionais.

3. REVISÃO DA LITERATURA

O presente capítulo aborda os resumos dos principais estudos realizados sobre ciclos cascatas de refrigeração por compressão de vapor, ciclo cascata absorção-compressão e pares de refrigerantes-absorventes em ciclos de absorção, pertinentes para realização desse trabalho. A leitura desses trabalhos contribuiu para definir os refrigerantes a serem estudados e também para delimitar os parâmetros fixos de temperatura, fluidos, configurações e variáveis da simulação.

3.1 Análises Termodinâmicas de Ciclos Cascatas de Refrigeração

Ao longo dos últimos anos, a constante preocupação com as mudanças climáticas e a busca por maior eficiência energética intensificaram as pesquisas por refrigerantes de menor impacto ambiental e ciclos de refrigeração de maior desempenho termodinâmico. Arora e Kaushik (2008) realizaram análises energética e exergética do ciclo por compressão de vapor único estágio com um trocador de calor interno para uma faixa de temperatura de evaporação de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. O desempenho termodinâmico do ciclo foi avaliado para os refrigerantes R507a, R404a e R502 e temperatura de condensação variando entre $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

A máxima diferença observada entre os COPs de R507a e R404a foi de 2,42% a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na temperatura de condensação de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o COP de R502 foi 4% e 8% superior ao COP de R404A e R507A. Em toda extensão da análise, o COP e a eficiência exergética foram maiores para o R502, seguido por R507a e R404a durante a variação das temperaturas de evaporação e condensação. As taxas de destruição de exergia foram observadas na seguinte ordem decrescente: condensador, compressor, válvula de expansão e evaporador. A utilização de sub-resfriamento no ciclo favoreceu a eficiência exergética e o COP.

No mesmo escopo de pesquisa, relacionado ao teste de refrigerantes em VCC simples estágio com trocador de calor interno, Khan *et al.* (2015) estudaram os refrigerantes R12, R134a, R407 e R717 em temperaturas de evaporação variando de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e sub-resfriamento de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, no qual o sistema R717(ou NH_3) alcançou melhor desempenho termodinâmico.

Além de avaliar o comportamento de diversos refrigerantes no ciclo por compressão de vapor simples estágio, autores têm investigado o desempenho do ciclo cascata NH_3/CO_2 . Os ciclos cascata de refrigeração se destacaram em função dos refrigerantes operarem

separadamente em um circuito de alta temperatura e baixa temperatura, proporcionando maior eficiência do ciclo com redução do porte dos equipamentos.

Lee *et al.* (2006) analisaram termodinamicamente o ciclo cascata NH₃/CO₂, combinando três variáveis: temperatura de evaporação, temperatura de condensação cascata e diferença de temperatura no trocador de calor cascata, com objetivo de alcançar condições ótimas de operação. A maior taxa de destruição de exergia foi observada no compressor do ciclo de baixa temperatura e a taxa total de destruição de exergia variou entre 90 kW e 110kW durante a variação da temperatura de condensação cascata de -25°C até 0 °C. O máximo COP_{global} (carga térmica/soma da potência dos compressores) alcançado por meio de correlações generalizadas foi de 1.5 na temperatura de condensação cascata de -15°C, para uma temperatura de evaporação de -50 °C.

Bingming *et al.* (2009) compararam experimentalmente o desempenho do ciclo cascata NH₃/CO₂ com o desempenho de NH₃ por compressão de vapor duplo-estágio e NH₃ por compressão de vapor único estágio para o intervalo de temperatura de evaporação entre -50 °C e -30 °C. O intervalo de temperatura de condensação cascata variou entre -20 °C e 0 °C. O NH₃/CO₂ teve o melhor desempenho termodinâmico para temperaturas de evaporação abaixo de -40 °C com o COP_{global} variando entre 1 e 2.

Na mesma linha de pesquisa, Dopazo e Seara (2011) construíram um protótipo do ciclo cascata NH₃/CO₂ com uma capacidade de refrigeração de 9,45 kW. O desempenho termodinâmico do ciclo foi testado para uma faixa de temperatura de evaporação entre -50 °C e -35 °C e de temperatura de condensação no trocador de calor cascata de -17,5 °C até 7,5 °C. Os resultados experimentais indicaram a diminuição do COP_{vcc} com CO₂ em função do aumento da temperatura de condensação e o comportamento oposto do COP_{vcc} com NH₃, alcançando um máximo COP_{global} máximo de 0,98 na temperatura de condensação de -15 °C. No experimento, o aumento da temperatura de condensação no trocador cascata provocou a redução do COP do circuito de baixa temperatura (CO₂) e o aumento do COP no circuito de alta temperatura (NH₃), provocando um ponto de máximo COP_{global} no valor de 0,98 na temperatura de condensação de -15 °C e posteriormente, ocorreu uma diminuição no desempenho termodinâmico, para uma temperatura de evaporação de -50 °C.

Os autores compararam o desempenho do ciclo cascata NH₃/CO₂ com dois tipos de configurações do ciclo por compressão de vapor de dois estágios com NH₃. A primeira configuração contempla um trocador de calor interno (*intercooler*) superaquecendo o refrigerante, antes da entrada do compressor, e a segunda configuração é composta por um

tanque separador de líquido (*economizer*) que remove continuamente o vapor *flash*, evitando sua entrada no evaporador. Na temperatura de evaporação $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, o COP de NH_3/CO_2 foi 6,5% superior ao duplo estágio *intercooler* e 19,5% superior ao duplo estágio *economizer*.

Para uma temperatura de evaporação de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, o maior COP foi obtido na configuração duplo estágio *intercooler*, sendo 6,3% maior que o ciclo cascata e 6,9% maior que o ciclo com *economizer*. Os autores concluíram que para sistemas de refrigeração até $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ recomenda-se a configuração ciclo cascata NH_3/CO_2 e para temperaturas acima de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ recomenda-se a configuração duplo estágio *intercooler*.

Sanz-Kock *et al.* (2014) realizaram um experimento com ciclo cascata R134a/ CO_2 , visando aplicações comerciais com baixas temperaturas de evaporação ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$). A temperatura de condensação cascata variou entre $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o $\text{COP}_{\text{global}}$ entre 1 e 1,65. Os autores não encontraram uma temperatura ótima de condensação nas condições avaliadas durante o experimento e as temperaturas de descarga dos compressores foram inferiores a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. A carga térmica variou entre 7,5 kW, para uma temperatura de evaporação de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura de condensação de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, e 4,5 kW para uma temperatura de evaporação de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura de condensação de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Mosaffa *et al.* (2016) apresentaram uma análise exergoeconômica (análise que combina a Segunda Lei da Termodinâmica com os princípios de economia e exergia) para diferentes configurações do sistema em cascata NH_3/CO_2 . Duas configurações foram estudadas: a primeira configuração trata de dois ciclos de compressão a vapor e um *tanque flash* (FT) em cada ciclo após a válvula de expansão. O tanque *flash* é responsável por separar as fases de vapor saturado e líquido saturado, e no ciclo de baixa temperatura, a corrente de vapor saturado é enviada para um segundo compressor. Na segunda configuração, a diferença está no ciclo de baixa temperatura que é composto por um tanque flash com um trocador de calor interno para sub-resfriar a corrente. O ciclo utiliza os fluidos naturais no sistema de compressão a vapor, sendo uma alternativa para atender as exigências relacionadas ao meio ambiente. As variáveis para avaliações energéticas e exergéticas foram: temperaturas de saída do evaporador, condensador e trocador de calor, pressão no tanque *flash* ou do trocador de calor no circuito de baixa temperatura e fluxo mássico. No estudo, a otimização baseou-se em:

- Valores máximos de COP,
- Eficiência exergética,
- Valor mínimo do custo total (incluindo capital, operação e manutenção),

- Custo da emissão GHG (gases do efeito estufa, do inglês, “*Greenhouse gas*”).

Observou-se o máximo COP e máxima eficiência exergética com as temperaturas de condensação cascata do CO₂ igual a 1,9 °C e 2,1 °C. Os custos anuais para a primeira configuração foram inferiores à segunda configuração cerca de 11,2%, em relação à otimização termodinâmica, e 11,9%, em relação à otimização econômica. Obteve-se o maior fator exergoeconômico para 100% de amônia no tanque flash em ambos os sistemas, sugerindo que o investimento de capital, operação e manutenção é predominante no FT no circuito de alta temperatura para todos os casos.

Cabello *et al.* (2017) compararam experimentalmente o desempenho dos refrigerantes R134a/CO₂ e R152a/CO₂ em um sistema de refrigeração cascata. A temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura variou entre -40 °C até -30 °C e três variáveis (temperatura de condensação no ciclo de alta temperatura, temperatura de evaporação no ciclo de baixa temperatura e diferença de temperatura no trocador de calor cascata) foram manipuladas para analisar o desempenho termodinâmico do sistema. A validação ocorreu por meio da comparação de cálculos teóricos de balanço de energia e resultados experimentais, apresentando um desvio relativo menor que 10% no condensador, trocador de calor cascata e evaporador, confirmando a acurácia dos dados.

No experimento, o período do funcionamento do ciclo de refrigeração foi de dois meses com utilização do R152a no ciclo de alta temperatura, demonstrando a sua viabilidade. Porém, a temperatura de descarga do compressor com R152a ultrapassou 120 °C, o que pode ocasionar problemas na lubrificação do compressor. De modo geral, o ciclo teve desempenho semelhante para ambos os refrigerantes evidenciando que o R152a/CO₂ (COP_{global}=2,48) poderá ser um bom substituto ao R134a (COP_{global}=2,43).

Os HFCs têm sido constantemente estudados por serem os substitutos dos refrigerantes clorados (CFCs e HCFCs) e por apresentarem grupo de refrigerantes com diversos valores de GWP e possibilidades de aplicações para diversos níveis de temperatura de evaporação, como visto na Figura 1.2. Segundo Babiloni *et al.* (2017), as mudanças estabelecidas pela Emenda de Kigali (2016) e o Regulamento Europeu sobre Gases Fluorados (No. 517/2014) limitaram o GWP de refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração em cascata para 1500. O R134a (GWP=1430) foi um dos refrigerantes mantidos para refrigeração em cascata, mas excluído da lista de refrigerantes utilizados em ar condicionado e refrigeradores domésticos em função do limite de GWP de 150 para essas finalidades de aplicação. O R152a e os demais HFCs de baixo GWP, os HFOs, as misturas de HFO/HFCs e

os refrigerantes naturais (hidrocarbonetos, gás carbônico e amônia) se mantiveram como potenciais substitutos dos HFCs convencionais.

As diversas configurações de ciclos de refrigeração compostas de trocadores internos para sub-resfriamento ou superaquecimento de correntes, tanques *flash* e multiestágios de compressão são alternativas para melhorar o desempenho termodinâmico, reduzir custos e a dimensão dos equipamentos. Além das configurações convencionais em cascata, alguns autores usaram o ciclo de absorção combinado com o ciclo de compressão a vapor, como descrito a seguir.

3.2 Análises Termodinâmicas e Otimização do ciclo cascata absorção/compressão

Kaiouani e Nhdi (2006) compararam o COP_{VCC} de diferentes refrigerantes (R717, R22, R134a, R32, R123, R410a, R404a, R407c, R143a, R152a, R125, R507 e R227) no ciclo cascata absorção-compressão. Os autores consideraram: o par NH_3-H_2O e o vapor de água quente (proveniente da energia geotérmica) como fonte de calor no SRA, temperatura de evaporação de $-10\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura de condensação e de absorção de $35\text{ }^\circ\text{C}$ e temperatura de condensação cascata de $22\text{ }^\circ\text{C}$. O R717, R22 e R134a obtiveram maior desempenho termodinâmico, com valores superiores a cinco ($COP > 5$); para consumo de energia elétrica de 1,7 MW (R717) e carga térmica no evaporador de 10 MW. O ciclo apresentou redução no consumo de energia elétrica em torno de 37 % e 54 %, quando comparado ao tradicional ciclo por compressão de vapor com R717 e R22 (ou R134a), respectivamente. A carga térmica de 10 MW permitiria uma produção de 90 toneladas de gelo por hora, para atender uma demanda por refrigeração para conservação de produtos agrícolas ou pescados, por exemplo, apresentando-se como alternativa promissora em ciclos de refrigeração.

Fernandez-Seara *et al.* (2006) desenvolveram e implementaram um programa computacional para simular e analisar a influência de parâmetros-chave no desempenho termodinâmico do ciclo absorção/compressão com o par NH_3-H_2O no SRA e os refrigerantes NH_3 ou CO_2 no VCC. Além disso, os autores avaliaram a viabilidade de um sistema de cogeração (produção de simultânea de calor e eletricidade) atender o sistema de refrigeração em cascata.

A modelagem computacional realizada pelos autores avaliou o COP_{VCC} , COP_{SRA} e COP_{global} , considerando o intervalo de temperatura de condensação cascata entre $-16\text{ }^\circ\text{C}$ e $16\text{ }^\circ\text{C}$ para as temperaturas de evaporação de $-50\text{ }^\circ\text{C}$, $-40\text{ }^\circ\text{C}$ e $-30\text{ }^\circ\text{C}$ e carga térmica de 1 kW. As equações de volume de controle implementadas foram descritas por Fernandez-Seara *et al.*

(2003), todos os equipamentos foram considerados adiabáticos e a diferença entre a temperatura de saída do condensador cascata e a saída do evaporador cascata foi utilizada como parâmetro de entrada.

O aumento da temperatura de condensação provocou a redução do COP_{VCC} e o aumento no COP_{SRA} gerando um ponto de máximo no COP_{global} . Os valores de COP_{VCC} , COP_{SRA} e COP_{global} variaram nos intervalos: (1 - 11); (0,25 - 0,50) e (0,15 - 0,26); respectivamente, com o aumento da temperatura de evaporação e de condensação cascata. De modo geral, os autores concluíram que o COP_{VCC} diminuiu, conforme esperado, com a redução da temperatura de evaporação e essa, por sua vez, impactou no ponto máximo da temperatura de condensação cascata, sendo mais significativa no ciclo com NH_3 no VCC do que com CO_2 . Em relação ao sistema de cogeração, os autores descartaram a possibilidade de uma unidade autônoma para atender apenas o sistema de refrigeração devido aos baixos valores de EEE (Eficiência Elétrica Equivalente, parâmetro definido pelo regulamento Espanhol, que leva em consideração a potência gerada, o calor recuperado e a energia primária por unidade de tempo consumida pelo sistema de cogeração).

Na mesma linha de pesquisa, Cimist e Ozturk (2012) compararam o desempenho termodinâmico dos pares $H_2O-LiBr$ e NH_3-H_2O no ciclo de absorção, e os refrigerantes R134a, R-410a e NH_3 no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, analisando um conjunto de seis ciclos cascata para uma carga térmica de refrigeração de 50 kW. O ciclo absorção-compressão promoveu uma economia de energia elétrica em torno de 48% a 51 % quando comparado ao tradicional ciclo por compressão de vapor, pois permite o uso de fontes não-convencionais de energia (solar e geotérmica) combinado com energia elétrica.

Os ciclos cascata com o par $H_2O-LiBr$ obtiveram maior desempenho termodinâmico durante a variação da temperatura de evaporação (de -17 °C a -1 °C), ΔT cascata (de 5 °C a 15 °C), temperatura de condensação (de 30 °C a 50 °C) e temperatura do gerador (de 85 °C a 105 °C), para todos os casos analisados.

Jain *et al.* (2013) estudaram um ciclo absorção/compressão com $H_2O-LiBr$ no SRA e os refrigerantes R407c, R410a, R134a e R22 no VCC como proposta para a substituição de “chillers” por compressão de vapor. As análises energética e exergética foram realizadas, bem como sua viabilidade econômica foi avaliada para o ciclo estudado.

Os autores analisaram a variação da carga térmica no evaporador entre 50 kW até 100kW para uma temperatura de evaporação de $-4,1\text{ °C}$, obtendo uma economia de energia

elétrica de 60 % e 63 %, respectivamente. A temperatura de evaporação no trocador de calor cascata foi considerada acima de 5°C, devido à cristalização do LiBr em baixas temperaturas.

Na análise de Segunda Lei, a taxa total de destruição de exergia foi de 22,81 kW no ciclo cascata, com as maiores perdas concentradas no gerador, absorvedor e compressor. No VCC, a taxa total de destruição foi de 15,06 kW, com as perdas concentradas no compressor e no trocador cascata. Na análise de Primeira Lei, o COP_{VCC} aumentou em torno de 39% comparando os dois ciclos. O COP_{SRA} e o COP_{global} atingiram os valores de 0,725 e 0,583, respectivamente. A análise econômica indicou uma payback de 4,5 anos e os refrigerantes R407c, R410a e R134a foram considerados potenciais substitutos ao R22 (elevado impacto ambiental).

Jain *et al.* (2015) realizaram uma análise paramétrica e otimização dos ciclos absorção/compressão e ciclo cascata por compressão de vapor (NH_3/CO_2), baseando-se na equação modificada de Gouy-Stodola para cálculo das irreversibilidades nos ciclos. O par NH_3-H_2O foi utilizado no SRA e o CO_2 no VCC para atender uma carga de refrigeração de 175 kW com uma temperatura de evaporação de -45 °C e temperatura de condensação de 35°C. A variação da temperatura de condensação cascata de -20 °C até - 5°C promoveu diminuição da carga térmica no gerador de 500,3 kW para 461,2 kW, aumento da potência do compressor de 34,7 kW para 70,7 kW e redução da razão de circulação da solução de 9,2 para 4,1 no SRA/VCC. Essas alterações resultaram na diminuição do COP_{VCC} e o aumento do COP_{SRA} .

Os ciclos otimizados apresentaram o ponto ótimo de -13°C, com o COP_{VCC} no ciclo com CO_2 de 3,54, COP_{VCC} do ciclo com NH_3 de 2,63 e COP_{SRA} de 0,47. As irreversibilidades do ciclo concentraram-se no absorvedor, trocador de calor solução e gerador no ciclo cascata, apresentando um valor total 38,4% superior ao ciclo VCC/VCC em função da maior quantidade de equipamentos. As eficiências exérgicas foram 43,2% e 29,2 % dos ciclos VCC/VCC e SRA/VCC, respectivamente.

O payback calculado foi de 3,5 anos e constatou-se uma economia de energia primária ($PER = ((Carga\ de\ refrigeração) / (energia\ consumida\ nos\ compressores\ e\ bombas/0,2)))$ de 60,6 %, demonstrando que o ciclo SRA/VCC apresentou-se como uma alternativa ao VCC/VCC.

Colorado e Rivera (2015) compararam, de acordo com a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, o ciclo tradicional por compressão de vapor com duas configurações do ciclo

cascaata absorção/compressão (SRA simples-efeito e SRA duplo-efeito) utilizando o par H₂O-LiBr (SRA) e os refrigerantes R134a e CO₂ (VCC).

Os autores concluíram que o consumo de energia elétrica no ciclo cascaata foi 45% menor que o VCC tradicional com R134a/CO₂ nas mesmas condições operacionais e o desempenho do SRA/R134a foi superior ao SRA/CO₂ para ambas as configurações analisadas. As taxas de destruição de exergia concentraram-se no absorvedor e evaporador do SRA/VCC e o SRA/R134a apresentou uma taxa em torno de 17 % inferior ao SRA/CO₂.

Dixit *et al.* (2016) compararam o desempenho termodinâmico e a taxa de destruição de exergia dos seguintes SRA/VCCs: H₂O-LiBr/CO₂, H₂O-LiBr/NH₃ e H₂O-LiBr/R134a, para uma demanda de refrigeração de 100 kW. A análise paramétrica foi realizada considerando diferentes intervalos de temperatura no evaporador (-55 °C a -35 °C), no condensador cascaata (2 °C a 16 °C), no condensador (35 °C a 45 °C) e no gerador (80 °C a 110 °C) com eficiência isentrópica do compressor variando entre 60% e 80%.

O COP_{global} aumentou no intervalo de temperatura do gerador atingindo os máximos valores de 0,4307, 0,3874 e 0,4316 para H₂O-LiBr/NH₃, H₂O-LiBr/CO₂ e H₂O-LiBr/ R134a, respectivamente, na temperatura de 98 °C. O COP_{global} com R134a foi 10% superior ao CO₂. A potência do compressor reduziu 40% para todos os casos analisados com o aumento da temperatura de evaporação, promovendo o aumento do COP_{VCC}.

O COP_{global} atingiu um ponto máximo para os diferentes refrigerantes no VCC durante a variação da temperatura de condensação cascaata, atingindo o valor de 0,43 na temperatura de 12,47 °C no H₂O-LiBr/NH₃, 0,42 na temperatura de 11,45 °C no H₂O-LiBr/R134a e 0,35 na temperatura de 8,64 °C no H₂O-LiBr/CO₂.

Na análise de Segunda Lei do H₂O-LiBr/NH₃, a maior taxa de destruição concentrou-se no trocador de calor cascaata para baixas temperaturas de evaporação e no absorvedor para altas temperaturas de evaporação. As máximas eficiências exergéticas de cada ciclo foram 35,43% na temperatura de condensação cascaata de 7 °C (H₂O-LiBr/NH₃), 30,30 % na temperatura de condensação cascaata de 5 °C (H₂O-LiBr/CO₂) e 35,58 % na temperatura de condensação cascaata de 6°C (H₂O- LiBr/R134a). Na variação da temperatura do gerador, as máximas eficiências foram 35,43 % (H₂O- LiBr/NH₃), 29,99 % (H₂O- LiBr/CO₂) e 35,56 % (H₂O- LiBr/R134a) em uma temperatura de 85 °C no gerador, apresentando valores semelhantes ao ponto máximo do condensador cascaata. Entre os ciclos comparados, o H₂O-LiBr/R134a teve o melhor desempenho sob o ponto de vista da Primeira e Segunda Leis da termodinâmica.

Patel *et al.* (2017) compararam o desempenho termodinâmico entre o ciclo absorção/compressão operando com H₂O-LiBr no SRA (alta temperatura) e dois estágios do ciclo por compressão de vapor com NH₃ (baixa temperatura), com o ciclo dois estágios por compressão de vapor com NH₃ para atender a demanda de refrigeração de 1850 kW uma planta para produção de sorvete situada em Naroda, Shmedabad. A temperatura de evaporação foi fixada em -45 °C para realização das análises.

A temperatura de condensação reduziu de 35 °C para uma temperatura de condensação cascata de 15 °C, diminuindo a potência dos compressores de 454,7 kW e 690 kW para 345,4 kW e 472,3 kW e, conseqüentemente, aumentando o COP_{vcc} dois estágios em torno de 29% de 1,61 para 2,26 no ciclo dois estágios. O ciclo atingiu maior desempenho na temperatura do gerador de 85 °C e com um $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ no trocador de calor cascata.

A irreversibilidade total do ciclo aumento de aumentaram de 420,5 kW para 675,8 kW e sua eficiência exergética reduziu de 63,26 % para 53,59%, com o acoplamento do ciclo dois estágios com o ciclo SRA. As maiores irreversibilidades concentraram-se no absorvedor (19,44%), gerador (20%) e evaporador (15,03%). De modo geral, a nova configuração do ciclo cascata absorção/compressão apresentou-se como uma alternativa promissora ao ciclo dois estágios, proporcionando um consumo 28% menor nos compressores.

Na literatura, autores obtiveram resultados satisfatórios em relação ao desempenho termodinâmico do ciclo cascata absorção/compressão. Esses ciclos foram estudados com os pares convencionais de refrigerante-absorvente, H₂O-LiBr e NH₃-H₂O e outros refrigerantes convencionais no VCC, R134a, CO₂ e NH₃. Porém, o H₂O-LiBr apresenta algumas restrições em função da cristalização do H₂O-LiBr e o elevado custo da manutenção dos equipamentos, e a amônia, por sua vez, apresenta algumas restrições em função de sua toxicidade elevada. Sendo assim, o uso de uma tecnologia alternativa com outros pares de fluidos refrigerantes no SRA pode proporcionar um desempenho termodinâmico semelhante ou superior aos pares convencionais, ampliando a possibilidade de aplicações dessa tecnologia. Nesse contexto, alguns autores investigaram as características termodinâmicas de equilíbrio líquido-vapor (ELV) de outros pares de refrigerantes-absorventes, como os HFCs-Solventes orgânicos e esses estudos são abordados na próxima seção.

3.3 Análises de pares refrigerantes/absorventes orgânicos em Ciclos de Absorção

Os pares de fluidos refrigerantes-absorventes utilizados no ciclo de absorção têm sido investigados por diversos autores, buscando pares com excelente afinidade química, propriedades térmicas adequadas, baixa toxicidade, menor índice GWP e ODP e que proporcionem bom desempenho termodinâmico ao ciclo. Dessa forma, a literatura contempla trabalhos sobre o desempenho de alguns pares em SRAs e os dados de equilíbrio líquido-vapor dos refrigerantes-absorventes.

Entre os pares estudados na literatura, os HFCs têm se destacado como refrigerante por serem convencionalmente utilizados em diversas aplicações de refrigeração e apresentarem bom desempenho termodinâmico em ciclos por compressão de vapor. Entre os HFCs, os refrigerantes de baixo e médio índice GWP têm sido investigados, frequentemente, combinados com solventes orgânicos, principalmente, DMF (dimetilformamida, $(\text{CH}_3)_2\text{NC}(\text{O})\text{H}$) e o DMAc (dimetilacetamida, $\text{C}_4\text{H}_9\text{NO}$) em função da elevada afinidade química e baixo custo.

Jelinek e Borde (1998) testaram o desempenho termodinâmico dos refrigerantes R22 (Clorodifluormetano, CHClF_2), R134a (1,1,1,2-tetrafluoretano, $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$), R124 (Clorotetrafluoroetano, CHClFCF_3) e R32 (difluorometano, CH_2F_2) com os absorventes DMAc, DMEU (Dimetiletilenouréia, $\text{C}_3\text{H}_{10}\text{N}_2\text{O}$), DMETEG (Dimetil-eter-tetra-etilenoglicol, $\text{C}_{10}\text{H}_{22}\text{O}_5$), NMP (Metilpirrolidona, $\text{C}_5\text{H}_9\text{NO}$) e MCL (N-Metil- ϵ -Caprolactama, $\text{C}_7\text{H}_{13}\text{NO}$) no ciclo absorção simples-efeito e duplo efeito. O COP_{SRA} de simples efeito foi superior ao COP_{SRA} de duplo-efeito para uma carga térmica de 100 kW e temperatura de evaporação de $-10\text{ }^\circ\text{C}$. O COP_{SRA} simples efeito teve valor acima de 0,5, mas apresentou elevados valores de razão de circulação (entre 11-17) para os refrigerantes 134a e R32, com geração de altas cargas térmicas no gerador e dificultando o processo de evaporação no evaporador. Nas condições de teste observadas pelos autores, apenas os pares com os refrigerantes R124 e R22 apresentaram resultados satisfatórios.

Na mesma linha de pesquisa com o par R134a-DMAc, Arivazhagan *et al.* (2005) simularam o ciclo absorção meio efeito (esse ciclo possui três níveis de pressão e é usado quando a temperatura da fonte de calor é inferior ao mínimo necessário para operar o ciclo simples efeito), variando a temperatura de evaporação entre $-5\text{ }^\circ\text{C}$ e $5\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura de absorção de $25\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura de condensação entre $20\text{ }^\circ\text{C}$ e $30\text{ }^\circ\text{C}$, com uma fonte térmica entre $60\text{ }^\circ\text{C}$ e $90\text{ }^\circ\text{C}$ (energia solar). O COP_{SRA} alcançou valores entre 0,35 e 0,46, superando em 20 % o COP_{SRA} de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e com uma eficiência exergética entre 28 % e 44%.

Sun *et al.* (2012) apresentaram uma revisão sobre os diversos pares reportados no ciclo de absorção e os fluidos baseados em hidrocarbonetos halogenados se revelaram promissores, em especial quando empregados em sistemas de absorção termicamente acionados por energia solar, águas termais (fontes geotérmicas) e fontes térmicas de baixa qualidade proveniente de processos industriais (Sun 2012, *apud* Balesteri, 2014).

Além das pesquisas reportadas por autores em relação ao desempenho termodinâmico, autores estudaram o ELV dos pares refrigerantes-absorventes orgânicos com o objetivo de melhorar a descrição de suas propriedades e buscar a melhoria da modelagem termodinâmica de cada par aplicado ao SRA.

Dvoskin (2004) estudou os refrigerantes R32 (difluorometano, CH_2F_2) e R125 (pentafluoretano, CF_3CHF_2) com o absorvente DMAc em combinações refrigerante-absorvente (R32-DMAc e R125-DMAc) e misturas binárias de refrigerante com o absorvente (R32-R125-DMAc). As isotermas de equilíbrio calculadas experimentalmente entre 20 °C e 140 °C demonstraram uma maior solubilidade do R125 no solvente do que o R32 e que ambas as soluções formadas apresentaram desvios da idealidade e os parâmetros de interação binário foram calculados experimentalmente. O modelo preditivo para o estudo de R32-R125/DMAc foi a equação de Van Laar para sistemas multicomponentes com modelo de Gibbs, cujo os parâmetros para R32-R125 foram usados da literatura, o experimento mostrou que há uma maior quantidade de R32 na fase gasosa para diferentes frações mássicas de R32 e R125 devido à elevada solubilidade de R125 em DMAc.

O equilíbrio líquido-vapor também foi estudado experimentalmente por Han *et al.* (2011) para o par R32-DMF, no qual observou-se uma boa solubilidade do refrigerante no absorvente entre 10 °C e 90 °C e um desvio negativo em relação à Lei de Raoult. O modelo termodinâmico preditivo utilizado para estimativa de parâmetros foi o NRTL (do inglês, “non-random two-liquid model”) e considerou-se o par R32-DMF promissor para utilização em ciclos de absorção.

Jing *et al.* (2013) mensuraram as isotermas do equilíbrio líquido vapor (ELV) dos pares R161(fluoretano, $\text{C}_2\text{H}_5\text{F}$)-DMAc, R161-NMP, R134a(1,1,1,2-tetrafluoretano, $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) - DMAc na faixa de temperatura entre 20 °C e 80 °C e modelaram cinco parâmetros do modelo termodinâmico NRTL para obtenção da descrição dos dados de ELV.

Os coeficientes de atividade calculados apresentaram valores menores que 1, que garantiram um desvio negativo em relação à Lei de Raoult, ordenados do desvio mais forte

para o mais fraco na seguinte ordem: R161-DMAc > R161-NMP > R134a-DMAc, indicando que as soluções se formam exotermicamente.

Os desvios entre as pressões experimentais e calculadas apresentaram valores mínimos de 1,16 %, 1,39 % e 1,13 % e valores máximos de 3,30 %, 3,59 % e 3,14 % e o par 161-DMAc apresentou melhor afinidade em relação aos demais pares e o maior desvio de idealidade em função da estrutura molecular e ligações de hidrogênio. Além disso, os desvios negativos da Lei de Raoult aumentaram em função do aumento da temperatura e se tornaram mais fracos com o crescimento da fração molar de refrigerante. Os três pares foram considerados promissores para os pares de trabalho em ciclos de absorção.

Na mesma linha de pesquisa, Meng *et al.* (2013) estudaram o ELV do refrigerante R152a nos absorventes DMF e DMAc na faixa de temperatura entre 20 °C e 80 °C. O R152a tem características semelhantes ao R134a em termos de níveis de pressão e capacidade volumétrica de refrigeração (efeito de refrigeração alcançado com 1 m³ absorvido pelo compressor), zero ODP e baixo potencial de aquecimento global (GWP=140) possuindo características semelhantes ao R134a em termos de níveis de pressão e capacidade volumétrica de refrigeração.

Segundo os autores, os absorventes DMF e DMAc possuem baixa viscosidade, alta capacidade de absorção de halogenados e baixo preço quando comparados aos outros solventes orgânicos estudados. No estudo, os dados de ELV foram correlacionados experimentalmente com os dados do modelo NRTL, o experimento foi realizado pelo método estático analítico (método experimental em que se mensura a pressão, na qual, o vapor é formado sobre o líquido a uma dada temperatura).

Os valores da fração molar de vapor foram assumidos iguais a 1 em função da baixa pressão parcial dos absorventes em solução com R152a. A solubilidade do refrigerante R152a foi melhor no DMAc que no DMF nas mesmas condições de temperatura e pressão, devido ao efeito de solvatação (interação soluto-solvente). O efeito de solvatação foi maior entre a molécula DMAc e R152a devido à estrutura molecular do solvente, que têm um grupo doador de elétron a mais que o DMF, permitindo uma maior afinidade molecular. Os desvios em relação à Lei de Raoult foram positivos para o R152a-DMF e pouco positivos para o R152a-DMAc em baixas temperaturas e negativos para altas temperaturas. Os máximos desvios em relação ao modelo NRTL foram 3,69 % (R152a-DMF) e 3,51 % (R152a-DMAc) indicando a boa predição dos dados pelo modelo. De modo geral, o par R152a-DMAc apresentou maior

potencial para utilização em ciclos de refrigeração por absorção quando comparado ao R152a-DMF.

Ainda no grupo dos HFCs, Li *et al.* (2013) estudaram o ELV do R32-DMAc e R32-DMEDEG (Diglima, $C_6H_{14}O_3$) na faixa de temperatura de 20 °C até 80 °C usando o método analítico no experimento. O modelo NRTL e os seus parâmetros foram ajustados com os dados experimentais e os máximos desvios relativos observados para os pares R32-DMAc, R32-DMEDEG e R152a-DMEDEG foram 3,09 %, 3,65 % e 3,63 %, respectivamente, demonstrando que o modelo preditivo NRTL foi adequado para a modelagem do comportamento de ELV. Os resultados experimentais demonstraram que a pressão do sistema depende diretamente do refrigerante selecionado.

Os três pares estudados apresentaram um desvio negativo em relação à Lei de Raoult, no qual o R32-DMEDEG se apresentou como melhor par, apresentando-se na seguinte ordem R32-DMEDEG > R134a-DMF > R32-DMAc > R152a-DMEDEG.

Zehioua *et al.* (2016) mensuraram o ELV dos pares R134a-DMAc e R134a-NMP usando o método analítico na faixa de temperatura de 30 °C até 80 °C. Os autores compararam os resultados experimentais com os modelos de NRTL e PR-regra de mistura de Huron-Vidal, bem como a equação de estado de Soave-Redlich-Kwong (SRK) concluindo que o último modelo preditivo não foi adequado para descrever os pares estudados, apresentando desvios relativos entre 14 e 21%. Os modelos de NRTL e PR-regra de mistura Huron-Vidal apresentaram desvios menores que 3% sendo adequados aos pares.

Nota-se que diversos pares foram investigados na literatura obtendo dados relacionados ao ELV e sobre os desvios da idealidade de HFCs-solventes orgânicos, mas há pouca literatura sobre o comportamento desses pares em ciclos de absorção-compressão.

No que tangencia a literatura sobre ciclos, observou-se diferentes análises, energética e exérgica, entre os ciclos tradicional por compressão de vapor, ciclo cascata por compressão de vapor e ciclo cascata absorção-compressão com algumas condições operacionais específicas, como: temperatura de absorção e condensação (entre 30 °C e 50°C), temperatura de evaporação (entre -55 °C e -10 °C) , temperatura de condensação cascata (entre -20 °C até 16 °C) e cargas térmicas (1 kW, 50 kW, 100 kW e 1850 kW). Essas análises são essenciais para fornecerem informações sobre condições operacionais do ciclo cascata absorção-compressão e de dados de ELV para outras simulações ou experimentos.

A maioria dos estudos abordados na literatura foi realizada por meio de simulação computacional utilizando balanços de massa e energia para descrever o ciclo de refrigeração

em regime permanente e modelos termodinâmicos para ajustar os dados de cálculo das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes e dos pares refrigerante-absorvente. Nesse contexto, a simulação computacional pode contribuir para o estudo de diversos ciclos de refrigeração, por meio da utilização de simuladores comerciais, como Aspen Hysys®, permitindo o uso de outros pacotes termodinâmicos para descrever o comportamento de não-idealidade dos pares SRA e a simulação de diversos cenários de ciclos absorção-compressão, de modo a ampliar as pesquisas relacionadas ao assunto.

Na literatura, identificou-se uma oportunidade para testar os pares com absorventes orgânicos no SRA do ciclo alternativo absorção-compressão, uma vez que esse ciclo tem sido estudado apenas com os tradicionais pares ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e $\text{H}_2\text{O-LiBr}$) e também, avaliar o comportamento desse ciclo em diferentes níveis de temperaturas com diferentes refrigerantes no VCC. A investigação do desempenho termodinâmico e degradações da qualidade de energia em ciclos alternativos contribui para analisar a viabilidade de aplicações reais desses ciclos em sistemas de refrigeração e determinar suas condições operacionais. Assim, o presente trabalho apresenta um estudo das diversas variáveis do ciclo absorção-compressão por meio de simulações no Aspen Hysys®, utilizando os pares $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e HFCs-DMAc no SRA e os refrigerantes naturais CO_2 e NH_3 no VCC. O próximo capítulo apresenta a metodologia utilizada para a realização desse estudo.

4. METODOLOGIA

Este capítulo aborda a metodologia utilizada para a realização do trabalho. Apresenta a descrição do ciclo (a numeração entre parênteses descreve as correntes do ciclo), as considerações feitas para o sistema, as ferramentas computacionais, o pacote termodinâmico escolhido, os fluidos refrigerantes, equações e o procedimento de otimização.

4.1 Descrição do Ciclo: ciclo de absorção simples-efeito (SRA) combinado com o ciclo de compressão a vapor (VCC)

O ciclo proposto no presente trabalho é um ciclo cascata composto por dois sistemas integrados, sendo um ciclo de absorção de simples efeito (SRA) e um ciclo de compressão a vapor (VCC), por meio de um trocador de calor intermediário (cascata), como ilustra a Figura 4.1.

A configuração proposta possui, então, um ciclo de alta temperatura (CAT) no qual a mistura refrigerante/absorvente percorre o ciclo de absorção simples-efeito (SRA), que é composto por gerador, trocadores de calor, bomba e válvulas de expansão. No ciclo de baixa temperatura (CBT) circula um refrigerante puro em um sistema de compressão a vapor (VCC) composto por condensador, válvula de expansão, evaporador e compressor. Entre os dois ciclos tem-se o trocador de calor cascata com função de condensador no VCC e evaporador no SRA.

No evaporador do VCC, a troca de calor retira a carga térmica necessária para a refrigeração. Durante a troca térmica ocorre a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado, a corrente resultante (16) é enviada ao compressor e na saída (13) atinge o estado de vapor superaquecido. O vapor superaquecido sai do compressor em direção ao condensador cascata, onde ocorre a troca térmica com o refrigerante do SRA, promovendo a mudança de fase para líquido saturado (14). Então, a pressão da corrente (14) é reduzida na válvula de expansão 3 (VE3) formando duas fases na corrente (15) que é enviada ao evaporador, fechando o ciclo VCC.

No trocador de calor cascata (TCC), o calor proveniente do processo de condensação no VCC é usado para evaporação do refrigerante do SRA até o estado de vapor saturado. A corrente resultante (5) é enviada ao pré-resfriador para superaquecimento durante o sub-resfriamento da corrente (2), se transformando na corrente (6).

Esta corrente é enviada para o absorvedor, onde o vapor será absorvido pela solução diluída em refrigerante (composta por refrigerante e absorvente) (12), gerando a solução

concentrada em refrigerante (7). A corrente (7) opera na pressão baixa do ciclo e passa pela bomba, onde ocorre a elevação da pressão resultando na corrente (8). Esta é enviada ao trocador de calor da solução (TC-Solução) para aquecimento gerando a corrente (9) rica em refrigerante que é enviada ao gerador para extração do refrigerante da solução concentrada.

No gerador, uma fonte térmica fornece calor ao gerador (Q_{ger}), vaporizando parcialmente a solução concentrada (9), o vapor de refrigerante (1) é enviado para o condensador e a solução diluída (10) retorna ao absorvedor para o processo de absorção de vapor, passando pelo sub-resfriamento no TC-Solução e processo de expansão na VE2.

No condensador do SRA ocorre a mudança de fase da corrente (1) para líquido saturado (2), na sequência a corrente é sub-resfriada (3) e expandida (VE1) (4) chegando ao evaporador cascata, fechando o ciclo.

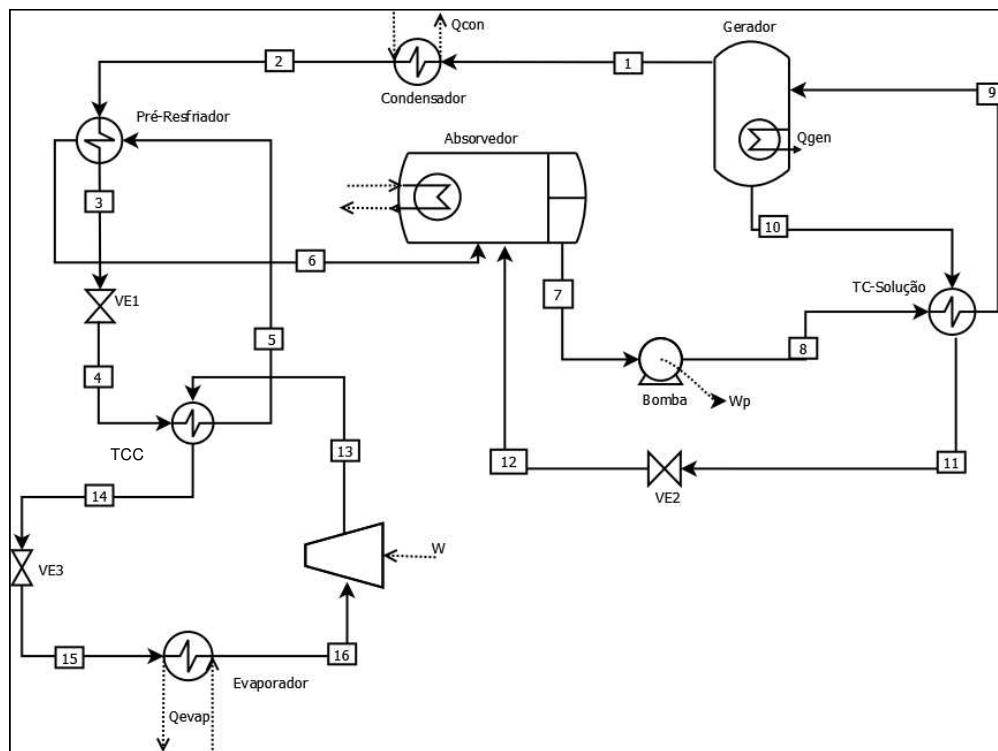


Figura 4.1 Ciclo Cascata Absorção Simples Efeito e Compressão a vapor (Adaptada).
Fonte: Cimist e Ozturk, 2012.

Para a realização da simulação do ciclo foram admitidas as seguintes considerações:

- todo o ciclo opera em estado estacionário;
- as quedas de pressão em tubulações e trocadores de calor são desprezadas;
- a corrente de alimentação do compressor é composta completamente por vapor;
- variações de energia cinética e potencial em cada volume de controle do ciclo também são desprezadas;

- as válvulas de expansão são isentálpicas;
- a eficiência isentrópica no compressor é 75%,
- a eficiência isentrópica da bomba é 75%, comumente utilizado na literatura;
- no trocador de calor cascata todo calor dissipado no condensador do VCC será absorvido pelo evaporador SRA;
- todos os equipamentos foram considerados adiabáticos;
- $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (fixo) entre as correntes de saída do TCC e entrada do TCC (T_{14} e T_4) para evitar o cruzamento de temperatura;
- as condições de saturação são consideradas nas correntes de saída do gerador (1 e 10), de saída do trocador de calor cascata (5 e 14) e evaporador do VCC (16).
- a temperatura de condensação no SRA é igual à temperatura de absorção do SRA para todos os casos analisados uma vez que os trocadores de calor dissipam o calor para a água ($T_2=T_7$);
- a fonte térmica do gerador no SRA é vapor condensante, trocando apenas calor latente para todos os casos analisados;
- uma carga de refrigeração de 50 kW é definida no evaporador e é responsável pelo resfriamento de um fluido secundário composto de 20% em massa de etileno glicol e 80% em massa de água.
- A pressão alta do sistema SRA será determinada pela temperatura de condensação no SRA e a pressão baixa pela temperatura de evaporação no trocador cascata.

Os fluidos refrigerantes utilizados no ciclo serão descritos no próximo item.

4.2 Fluidos Refrigerantes

Os fluidos refrigerantes e suas combinações utilizados para análise do ciclo combinado são apresentados na Tabela 4.1. Os pares $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, R32-DMAc, R152A-DMAc e R134a-DMAc foram estudados no SRA e os fluidos naturais CO_2 e NH_3 foram selecionados para o VCC, cujas denominações utilizadas ao longo do trabalho são exibidas na Tabela 4.1.

Tabela 4-1 Fluidos Refrigerantes selecionados e a nomenclatura adotada neste trabalho.

Ciclo

SRA	VCC	Denominações
NH ₃ -H ₂ O	CO ₂	SRA ₁ /CO ₂
NH ₃ -H ₂ O	NH ₃	SRA ₁ /NH ₃
R32-DMAc	CO ₂	SRA ₂ /CO ₂
R152A-DMAc	CO ₂	SRA ₃ /CO ₂
R134A-DMAc	CO ₂	SRA ₄ /CO ₂

O caso-base considerado para comparação de todos os dados do ciclo foi o conjunto SRA₁/CO₂, pois o CO₂ é um limitante do ciclo VCC devido à temperatura de evaporação que deve ser superior ao seu ponto triplo, - 56,6 °C, (SILVA ,2013).

Algumas características contribuíram para a seleção dos refrigerantes do ciclo em relação às propriedades termodinâmicas, como discutidos nos itens a seguir:

- ✓ A amônia (NH₃) é um refrigerante natural que tem elevada solubilidade em água com uma temperatura de ebulição de -33,4 °C e apresenta um calor latente de vaporização de 1340 kJ/kg. Apesar de ter propriedades termodinâmicas favoráveis para sua utilização em sistemas de refrigeração, existem restrições quanto à sua utilização em função do alto investimento, da percepção pública dos riscos à saúde em relação à exposição da amônia e da crescente regulamentação com sistemas de refrigeração à base de amônia. (SILVA, 2015)
- ✓ O R32 (CH₂F₂) é um HFC de baixo GWP (GWP=675), apresenta um calor latente de vaporização de 355,00 kJ/kg, sua temperatura de ebulição é de -51,7 °C e tem alta solubilidade em solventes orgânicos, como o DMAc.
- ✓ O R134a (C₂H₂F₄) é um HFC de médio GWP comercialmente utilizado atualmente e, também, apresenta alta solubilidade em solventes orgânicos, como o DMAc.
- ✓ O R152a (C₂H₄F₂) é um HFC de baixo GWP (GWP=124) com uma temperatura de ebulição de -24,02 °C e ponto triplo de -118,59 °C, suas características são semelhantes ao R134a em relação aos níveis de pressão e capacidade volumétrica de refrigeração, sendo uma boa alternativa em relação ao R134a, caso este seja substituído.
- ✓ CO₂ é um refrigerante natural de baixo GWP (GWP = 1) e ODP (ODP = 0) com uma temperatura de ebulição de -78,5 °C.
- ✓ O DMAc (C₄H₉NO) é um solvente orgânico de baixo custo e comumente utilizado como absorvente em função do baixo valor de pressão parcial em soluções

halogenadas, assim como o DMF. Além disso, possui baixa viscosidade e forte capacidade de absorção (MENG *et al.*, 2013).

Para a simulação do ciclo e dos fluidos refrigerantes utilizaram-se ferramentas computacionais descritas no próximo item.

4.3 Ferramentas Computacionais e Pacote Termodinâmico

O simulador de processos AspenHysys[®] da Aspen Technology, versão 8.4 e a planilha eletrônica do Microsoft Office Excel 2007[®] foram utilizados para modelar, simular a operação do ciclo e analisar os dados obtidos. O simulador foi escolhido por seu amplo banco de dados e elevado potencial de simulação nos processos térmicos. Além disso, a ferramenta possui uma extensão do programa para comunicação com a planilha eletrônica, facilitando a modificação dos parâmetros e a criação de diferentes cenários para explorar o comportamento do ciclo.

A primeira etapa do trabalho constituiu-se na modelagem do ciclo descrito no item 4.1. O gerador + coluna retificadora foram representados por uma coluna de destilação (Short CutDistillation) na qual foram definidos os seguintes parâmetros:

- ✓ Fração molar da solução diluída na saída da coluna (10);
- ✓ Fração molar de água (ou solvente orgânico) na corrente de destilado (1), fixo em 0,02 % em toda simulação;
- ✓ Razão de refluxo, considerada 5 % acima da razão de refluxo mínima;
- ✓ Pressão no condensador e refeedor da coluna de destilação.

A fração molar da solução diluída (10) e as pressões no condensador e refeedor variaram de acordo com o cenário analisado. O calor necessário para separar os componentes solução concentrada é a carga térmica do gerador (Q_{ger}). O absorvedor é representado por misturador de correntes no qual as correntes 6 e 12 se encontram e um trocador de calor, como ilustra a Figura 1 no Apêndice I. Os outros equipamentos (trocadores de calor, válvula de expansão, bomba e compressor) apresentados no item 4.1 são representados no simulador da mesma forma que aparecem no ciclo descrito.

O pacote termodinâmico selecionado para os fluidos refrigerantes da simulação no Aspen foi o PRSV - Peng-Robinson-Stryjek-Vera - (Stryjek e Vera, 1986). Esse pacote é uma extensão da equação de PR (Peng-Robinson, 1976) original, Equação (4.1) para sistemas

moderadamente não ideais. A modificação realizada na equação de PR foi no cálculo do parâmetro κ como mostra a Tabela 4-2.

$$P = \frac{R \cdot T}{V_m - b} - \frac{a \cdot \alpha}{V_m^2 + 2 \cdot bV_m - b^2} \tag{4.1}$$

Tabela 4-2 Cálculo dos parâmetros para as equações de PR e PRSV.

Parâmetro	Peng-Robinson	Peng-Robinson-Stryjek-Vera
a	$0,45724 \cdot R^2 \cdot T_c^2 / P_c$	
b	$0,0777896 \cdot \frac{R \cdot T_c}{P_c}$	
α	$\alpha = \left(1 + \kappa \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)^{0,5} \right)^2$	
κ	$(0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26992 \cdot \omega^2)$	$\kappa_0 + \kappa_1 \cdot (1 + T_r^{0,5}) \cdot (0,7 - T_r)$
κ_0	-----	$\kappa_0 = 0,378893 + 1,4897153 \cdot \omega - 0,1731748 \cdot \omega^2 + 0,0196554 \cdot \omega^3$

Neste caso, $\kappa_1=0$ para temperaturas reduzidas, acima de 0,7, ou simplesmente $\kappa=\kappa_0$, **a** e **b** são parâmetros da equação de estado, R a constante dos gases, T é a temperatura absoluta, T_c e P_c são as temperaturas e pressões críticas dos componentes puros, V é o volume molar, α e κ são funções da temperatura reduzida (T_r) e do fator acêntrico(ω), κ_1 é o parâmetro característico do componente puro e κ_0 é o parâmetro calculado em função do fator acêntrico.

Esse cálculo se aplica a componentes puros, quando há mistura de substâncias, os parâmetros puros são recalculados para obter as interações entre as substâncias existentes, conforme exhibe a Tabela 4-3, na qual o parâmetro k_{ij} é o parâmetro de interação binário.

Tabela 4-3 Cálculo dos parâmetros de PR e PRSV para mistura de componentes.

Parâmetro	Fórmula
$a \cdot \alpha$	$a \cdot \alpha = \sum_i \sum_j y_i \cdot y_j \cdot (a \cdot \alpha)_{ij}$
b	$\sum_i y_i \cdot b_i$
$(a \cdot \alpha)_{ij}$	$(1 - k_{ij}) \cdot \sqrt{(a \cdot \alpha)_i \cdot (a \cdot \alpha)_j}$

4.4 Validação de dados

A validação ocorreu em duas etapas. Primeiramente, a validação do pacote termodinâmico foi feita para os refrigerantes selecionados e uma segunda etapa foi realizada para os ciclos SRA e VCC, separadamente.

Na validação do SRA, especificaram-se temperaturas (2,5,6,9), concentrações das soluções rica e pobre em refrigerante nas saídas do gerador (1 e 10) e entrada do absorvedor (7) e pressões nas correntes de líquido e vapor saturado (1,2,7,9,11), sendo comparados os dados (temperatura e pressão) de saída do simulador com os dados da literatura por meio do cálculo do desvio relativo, apresentado na Equação (4.2). Na validação do VCC, especificaram-se as temperaturas (13,14,16) e a pressão (14) para comparação dos dados de saída do simulador com os dados da literatura.

$$Desvio\ relativo(\%) = \frac{|Valor\ Refer\ência - Valor\ Calculado|}{Valor\ Refer\ência} \times 100 \quad (4.2)$$

Na validação do pacote termodinâmico para o par refrigerante/absorvente no SRA compararam-se dados experimentais de equilíbrio líquido-vapor (ELV) com os dados obtidos no simulador para condições de saturação em temperaturas ou pressões constantes, calculando-se os desvios por meio da Equação (4.2). As propriedades dos refrigerantes puros no VCC foram verificadas frente aos valores das propriedades críticas (temperatura e pressão) e o fator acêntrico do simulador com os dados da literatura ou pelo software Refprop®.

Após a validação de dados, realizou-se a análise paramétrica dos dados por meio das equações descritas no próximo item.

4.5 Balanços de Massa, Energia e Exergia

Os balanços de energia e exergia do ciclo combinado são baseados nas Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica. Os desempenhos termodinâmicos (COPs) para o ciclo de compressão a vapor, absorção e global foram calculados pela Equação (2.2) até (4.3).

$$COP_{ciclo} = \frac{\dot{Q}_{evaporador}}{\dot{Q}_{ger} + \dot{W}_{comp} + \dot{W}_B} \quad (4.3)$$

No ciclo por compressão de vapor, a razão de compressão é um importante parâmetro a ser avaliado, pois, altas razões de compressão proporcionam maior esforço do compressor, resultando em uma elevada temperatura no óleo ou elevado volume específico à entrada do compressor, reduzindo sua eficiência (SILVA, 2013). Esse parâmetro é calculado pela relação entre a pressão de descarga e a pressão de sucção, como mostra a Equação (4.4).

$$RC = \frac{P_{13}}{P_{16}} \quad (4.4)$$

No ciclo de absorção, a razão de circulação é um importante parâmetro de projeto a ser calculado, pois, fornece informações para o dimensionamento de equipamentos. Esse parâmetro é calculado pela relação entre a vazão da solução fraca saturada (10) e a vazão de vapor saturado de refrigerante no SRA (1), como exhibe a Equação (4.5).

$$f = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} \quad (4.5)$$

A taxa de destruição de exergia foi calculada pela Equação (2.7) no compressor e na bomba, e para os demais componentes utilizou-se a Equação (2.8). A exergia específica em cada corrente foi considerada exergia física, conforme Equação (4.2). A taxa total de destruição de exergia foi avaliada pela Equação (4.6).

$$\dot{E}x_{D,Total} = \left(\sum_{i=1}^m \dot{E}x_{D,i} \right)_{equipamentos} \quad (4.6)$$

A eficiência exergética total foi calculada pela Equação (4.7) usada pelos autores Jainet *al.* (2015), Petel *et al.* (2017), a saber:

$$\eta_{UR} = 1 - \left(\frac{\dot{E}x_{D,total}}{\dot{W}_{comp} + \dot{W}_B + \dot{Q}_{ger} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{g,fonte}} \right)} \right) \quad (4.7)$$

4.6 Análise Paramétrica

Após a validação do ciclo e do pacote termodinâmico da EOS-PRSV, realizou-se a análise paramétrica em dois cenários descritos a seguir com a finalidade de verificar o comportamento dos refrigerantes e variáveis operacionais do ciclo e, posteriormente, realizar sua otimização.

4.6.1 Primeiro Cenário

O primeiro cenário consiste em uma análise paramétrica do SRA₁/CO₂ e SRA₁/NH₃ sob o ponto de vista da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, manipulando-se as seguintes variáveis:

- ✓ Vazão Mássica à saída do Absorvedor (7): com objetivo de verificar o comportamento do fluido refrigerante do SRA e calcular a concentração da solução à saída do absorvedor. Optou-se por variar a vazão mássica em função dos graus de liberdade da simulação, pois, na coluna de destilação determinou-se a concentração da solução diluída. Além disso, alterando-se a vazão durante a simulação, é possível avaliar o comportamento da razão de circulação do SRA.
- ✓ Temperatura de condensação cascata do VCC (14): essa análise foi incluída, pois a temperatura de condensação no trocador cascata afeta as condições operacionais do sistema, o desempenho termodinâmico e o tamanho dos equipamentos.
- ✓ Temperatura de evaporação no VCC (16): visando definir o nível de temperatura de evaporação em que o ciclo pode operar para realizar a troca térmica e quais os refrigerantes poderão ser utilizados sem a ocorrência de problemas operacionais, como o cruzamento de temperaturas nos trocadores.
- ✓ Temperatura de Saída do Gerador no SRA (10): sua avaliação é considerada fundamental, pois afeta a temperatura de entrada do gerador (9), a carga térmica necessária no gerador (Q_{ger}) e conseqüentemente, a temperatura da fonte térmica, impactando no desempenho termodinâmico do sistema e suas irreversibilidades.

As faixas de temperaturas de evaporação analisadas foram semelhantes às estudadas por Dixit et al. (2015) e Fernandez-Seara et al. (2006), assim como a carga térmica de refrigeração de 50 kW, comumente usada em sistemas de refrigeração cascata absorção-compressão. Para o caso base SRA₁/CO₂ considera-se a temperatura fixa de evaporação de -45 °C, comum no estudo do ciclo combinado, (Patel *et al.* (2017) e Jain *et al.* (2015)). As faixas de operação adotadas são apresentadas na Tabela 4.4

Tabela 4-4 Faixa de Operação para Análise de Sensibilidade.

Fluidos Refrigerantes	SRA	VCC
	NH ₃ -H ₂ O	CO ₂ e NH ₃
Temperatura de Evaporação (T ₁₆)	-50 °C a -30°C	
Temperatura de Condensação Cascata (T ₁₄)	-10 °C a 20 °C	
Temperatura no Gerador (T ₁₀)	80°C a 135°C	

A faixa de variação da vazão mássica está de acordo com o par no SRA e do limite máximo e mínimo de suas concentrações da solução forte entre 15 % e 60 %, estabelecidos a partir de dados encontrados na literatura, como exhibe a Tabela 4.5.

Tabela 4-5 - Concentrações das soluções no SRA na literatura.

Literatura	Par	X solução concentrada [%]	X solução diluída [%]
Sun (1996)	NH ₃ -H ₂ O	53,51	38,49
Collona e Gabrielli (2003)	NH ₃ -H ₂ O	47,07	26,07
Brown (2009)	H ₂ O-LiBr	64,9	58,8
Aguilar (2010)	NH ₃ -H ₂ O	45,17	15,2
Cimist e Ozturk (2012)	H ₂ O-LiBr	62	55

As variáveis mostradas na Tabela 4.4 foram manipuladas dentro das faixas mencionadas e fixou-se as demais variáveis, como mostra a Tabela 4.6, para realizar a simulação com todos os parâmetros necessários para sua execução. Os valores fixos assumidos nas correntes na Tabela 4.6 são apresentados no Capítulo 5 e basearam-se nos intervalos de temperatura levantados na literatura.

Tabela 4-6- Variáveis fixas durante toda a simulação.

Variáveis Fixas	Correntes do ciclo
Temperatura de condensação do SRA	(2)
Temperatura de absorção	(7)
Pressão do SRA (Maior Pressão)	(1), (2), (3), (9) e (10)
Temperatura de Sub-resfriamento	(3)
Temperatura da solução fraca na saída do TC-Solução	(11)

Os desempenhos termodinâmicos global (COP_{global}) e ciclos individuais SRA e VCC (COP_{SRA} e COP_{VCC}), fluxo de calor no gerador (\dot{Q}_{ger}), potências na bomba e no compressor (\dot{W}_B), taxa de destruição de exergia nos equipamentos ($\dot{E}x_{D,i}$) e eficiência exergética (η)

foram calculados para realização da análise paramétrica. Os resultados da validação de dados e análise paramétrica do primeiro estudo de caso são descritos no Capítulo 5.

4.6.2 Segundo Cenário

A análise paramétrica baseada na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, conforme descrito no primeiro cenário foi realizada para os conjuntos SRA₂/CO₂, SRA₃/CO₂, SRA₄/CO₂ e comparada com o conjunto SRA₁/CO₂ alterando as seguintes variáveis:

- ✓ Vazão Mássica na saída do Absorvedor (corrente 7);
- ✓ Temperatura de condensação no condensador cascata do VCC (14);
- ✓ Temperatura de Saída do Gerador no SRA (10).

As configurações do ciclo, considerações, variáveis fixas e parâmetros de resposta se assemelham ao primeiro cenário e os resultados são descritos no Capítulo 5.

4.7 Otimização

As relações de causa e efeito da análise paramétrica demonstram o comportamento termodinâmico do ciclo em diferentes condições operacionais, que não correspondem necessariamente às condições ótimas de operação. Assim, para obtenção de uma maior eficiência termodinâmica do sistema é necessário realizar um procedimento de otimização das variáveis operacionais do ciclo, desenvolvido após a análise paramétrica dos dados.

A otimização do desempenho termodinâmico global do sistema (COP_{global}) foi realizada com o uso do pacote *Optimizer* contido no AspenHysys[®], versão 8.4. Essa ferramenta permite a otimização de várias variáveis no fluxograma de processo, encontrando as condições operacionais que maximizam uma função objetivo com boa convergência de resultados, conforme citam trabalhos anteriores (FÁBREGA,2010, NASCIMENTO, 2011 E ANDRADE, 2014). Entre os métodos disponíveis no simulador, selecionou-se o Método Box (BOX, 1965), pois, permitiu manipular as três variáveis ao mesmo tempo com poucas restrições sendo considerado o mais adequado para as resoluções do problema. As variáveis manipuladas para atingir o ponto ótimo foram:

- ✓ Temperatura de condensação cascata (14);
- ✓ Vazão mássica à saída do absorvedor (7);
- ✓ Temperatura de saída do gerador (10).

A função objetivo do sistema visa a maximização do COP e foi apresentada na Equação (4.6), que representa as variáveis-chave do processo analisado. As restrições impostas se referem aos limites físicos (temperatura, pressão e qualidade/título de vapor) das variáveis e do processo e são apresentadas na sequência.

$$Max(COP_{global}) = \frac{Q_{evaporador}}{W_{compressor} + w_{bomba} + Q_{gerador}} \quad (4.6)$$

As restrições consideradas para o funcionamento correto da otimização foram:

- $Q_{ev} \geq 50 \text{ kW}$;
- $T_7 \leq T_8$;
- y_7 (fração de vapor) $< 0,00001$;

As restrições na corrente (7) foram para assegurar que não iria ocorrer formação de vapor à entrada da bomba e para evitar o cruzamento de temperaturas nos trocadores de calor (inversão de temperatura entre os fluidos quente e frio). A carga de evaporação deve ser no mínimo igual a 50 kW.

Os resultados considerados na otimização foram os valores estáveis de resposta, após uma sequência de iterações realizada no simulador. Definida a metodologia de simulação e análise, o fluxograma apresentado na Figura 4.2 resume as etapas realizadas neste estudo. Os resultados produzidos por meio da aplicação dessa metodologia são exibidos no capítulo 5.

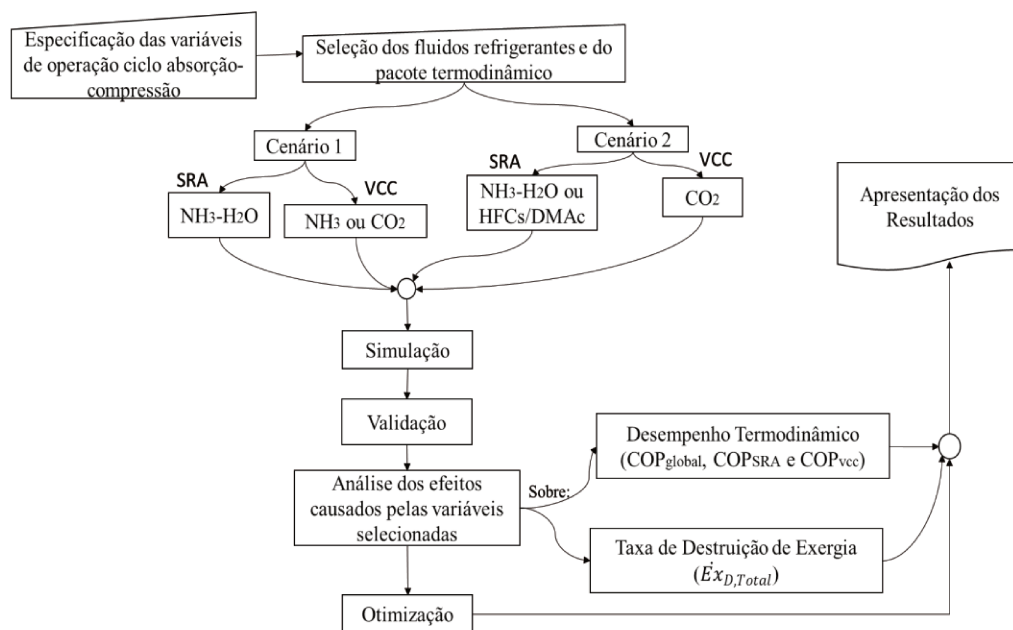


Figura 4.2. Etapas da metodologia das simulações e divisão dos cenário

5. RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na validação de dados para os refrigerantes puros, pares refrigerantes/absorventes e, também, a validação do ciclo para todos os cenários. Na sequência, o capítulo aborda a análise paramétrica mostrando o impacto das temperaturas de evaporação, temperatura de condensação, temperatura à saída do gerador e vazão mássica nos valores de COPs e taxas de destruição de exergia. Por fim, é apresentada a otimização dos cenários pelo método Box.

5.1 Validação do Pacote Termodinâmico com EOS-PRSV

Antes de iniciar as simulações dos cenários do ciclo compressão-absorção, as propriedades termodinâmicas dos fluidos (refrigerantes e absorventes) no banco de dados do *Aspen Hysys*® foram comparados com os dados reportados na literatura para validação do pacote termodinâmico com a EOS-PRSV (STRYKEK E VERA, 1986).

A validação dessas propriedades ocorreu por meio da comparação e o desvio relativo calculado pela Equação 4.2, como exibe a Tabela 5.1.

Tabela 5-1 – Validação das propriedades dos fluidos utilizados na simulação.

Cenário 1					Cenário 2				
		Tc [°C]	Pc [kPa]	ω			Tc [°C]	Pc [kPa]	ω
CO ₂	REFPROP®	30,98	7377,3	0,22	R32	REFPROP®	78,11	5782	0,28
	AspenHysys®	30,95	7370	0,24		AspenHysys®	78,45	5820	0,27
	Desvio [%]	0,09	0,10	9,10		Desvio [%]	0,44	0,66	2,13
NH ₃	REFPROP®	132,25	11333	0,26	R152a	REFPROP®	113,26	4516,80	0,28
	AspenHysys®	132,40	11276,9	0,25		AspenHysys®	113,88	4444,44	0,26
	Desvio [%]	0,11	0,50	3,84		Desvio [%]	0,55	1,60	7,10
H ₂ O	REFPROP®	373,95	22064	0,34	R134a	REFPROP®	101,06	4059,30	0,33
	AspenHysys®	374,15	22120	0,34		AspenHysys®	101,03	4056	0,33
	Desvio [%]	0,05	0,25	0,09		Desvio	0,03	0,08	0,55
					DMAc	Literatura*	384,05	4155,83	0,37
						Hysys	383,85	4019,97	0,36
						Desvio [%]	0,05	3,27	1,84

* (Zehioua *et al.*, 2016)

As propriedades críticas (temperatura e pressão crítica) e o fator acêntrico apresentaram valores próximos com desvios menores que 10 %, isso indica que o pacote

termodinâmico é válido para as simulações e os pequenos desvios observados decorreram da diferença entre a base de dados.

Após a validação das propriedades puras dos fluidos, o pacote termodinâmico EOS-PRSV foi validado para os pares de refrigerantes/absorventes por meio de comparação de dados com a literatura.

A curva de ELV (Equilíbrio líquido-vapor) do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ foi realizada comparando os dados encontrados na literatura de Tinner-Roth e Friend (1997) em uma pressão de 354,64 kPa com os dados do simulador, como apresenta a Figura 5.1.

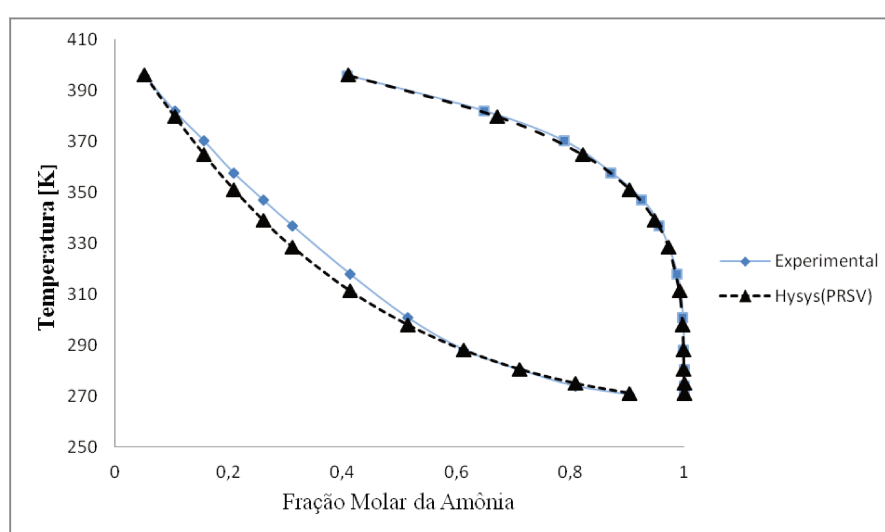


Figura 5.1 Curva de ELV (Equilíbrio líquido-vapor) da mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ com dados de Tinner-Roth e Friend (1997) para a pressão de 354,64 kPa.

Na Figura 5.1, é possível observar que existe uma mesma tendência de dados entre os valores experimentais e calculados pelo AspenHysys®. O maior desvio encontrado no cálculo das temperaturas foi de 2,5 % em uma concentração de amônia de 31 %, no qual a temperatura calculada pelo simulador foi 328,62 K e no experimento reportado na literatura foi 337,07 K. As diferenças observadas de temperatura ocorreram em função da sensibilidade do parâmetro de interação binário da equação de estado e precisão experimental.

No banco de dados do simulador, o parâmetro de interação binário apresentado foi de -0,2533. Então, realizou-se um teste de sensibilidade alterando esse valor para -0,2733 e o novo desvio relativo calculado foi de 1,31 %, resultando em 4,47 °C de desvio absoluto, demonstrando a sensibilidade de parâmetro. Na literatura, a sensibilidade desse parâmetro para o par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ foi reportada por Ezick *et al.* (1998), em que apresenta uma variação de k_{ij} entre -0,3 e -0,17 em uma faixa de temperatura entre 17 °C e 317 °C. Para esse trabalho, optou-se por manter o valor de k_{ij} apresentado no banco de dados, uma vez que outras faixas

de temperatura e pressão foram estudadas e poderia ocasionar desvios maiores. De modo geral, a EOS-PRSV demonstrou-se adequada como modelo preditivo dos dados.

Os HFCs/DMAc foram validados por meio da comparação entre as pressões de saturação (líquido saturado), calculadas pelo simulador e pela literatura para diferentes concentrações de refrigerante. Esses dados foram usados para comparação, pois os experimentos reportados na literatura trataram apenas de isotermas de equilíbrio.

O R32/DMAc apresentou desvio da idealidade como relataram Dvoskin *et al.* (2003) e Li *et al.* (2013) e diversos modelos termodinâmicos foram utilizados para descrever o equilíbrio líquido vapor, como os de Van Laar e NRTL para a fase líquida, pois calculam o coeficiente de atividade da mistura. Nesse trabalho, a proposta inicial foi utilizar a EOS-PRSV para todos os componentes, pois esse pacote termodinâmico é indicado para sistemas moderadamente não-ideais. Sendo assim, o par foi validado por meio dos dados disponibilizados por Li *et al.* (2013).

As concentrações do refrigerante estudadas no artigo, condições do sistema (vapor saturado=1 ou líquido saturado=0) e a temperatura de 30 °C foram inseridas no simulador. Na sequência, as pressões de saturação calculadas pelo simulador foram comparadas com as pressões calculadas experimentalmente pelo artigo, como exhibe a Tabela 5.2.

Tabela 5-2 Validação do Par R32-DMAc pelas pressões de saturação para a temperatura de 30 °C.

Li <i>et al.</i> (2013)		AspenHysys®	
x₁	P[kPa]	P [kPa]	Desvio [%]
0,12	219,60	234,27	6,68
0,23	414,40	441,82	6,62
0,31	572,00	599,45	4,80
0,44	806,20	845,63	4,89
0,54	996,80	1045,49	4,89
0,63	1183,90	1220,24	3,07
0,71	1342,70	1387,38	3,33
0,80	1507,30	1556,83	3,29
0,94	1768,40	1804,31	2,03

Os desvios relativos apresentaram-se menor que 7% como demonstra a Tabela 5.2, comprovando que a EOS-PRSV descreveu os dados adequadamente. As maiores diferenças observadas para menores concentrações de refrigerantes ocorreram em função das diferenças entre simulação e experimento.

O par R152a/DMAc foi validado, semelhantemente ao caso anterior, com os dados experimentais obtidos em Meng *et al.* (2015) para uma temperatura de 30 °C. Os resultados exibidos na Tabela 5.3 mostram que os desvios das pressões são inferiores à 3 % e o pacote termodinâmico foi considerado adequado para esse par.

Tabela 5-3- Validação do par R152a/DMAc pelas pressões de saturação em uma temperatura de 30 °C.

Meng et.al (2015)		AspenHysys®	
X ₁	P[kPa]	P _{PRSV} [kPa]	Desvio [%]
0,1419	111,4	113,86	2,21
0,2242	173,3	176,99	2,13
0,3154	238,8	244,27	2,29
0,4103	303,5	310,91	2,44
0,5105	370,9	377,30	1,72
0,5916	428,1	427,98	0,03
0,7344	522	511,46	2,02
0,86605	597,5	585,96	1,93
0,9445	646	634,14	1,84

O par R134a/DMAc foi validado com os dados de Zehihoua *et al.* (2016) para uma temperatura de 30 °C, como exibe a Tabela 5.4. Inicialmente, a EOS-PRSV apresentou desvios superiores a 50 % para baixas concentrações de R134a no DMAc, demonstrando-se inadequado para as simulações. Para verificar os dados no simulador testou-se um novo pacote termodinâmico, o PR-NRTL, com base nas recomendações dos autores Jing *et al.* (2013) e Zehihoua *et al.* (2016) que relaram uma boa predição de dados das isotermas de equilíbrio com a EOS-Pre modelo NRTL para a fase líquida. Esse modelo apresentou os valores das pressões de saturação experimentais com desvio máximo de 15,52 % em baixas concentrações de refrigerante. Então, a causa do elevado desvio apresentado pela EOS-PRSV foi atribuída à falta de um valor ajustado para o parâmetro de interação binário k_{ij} no banco de dados do simulador, que se encontrava igual a zero. Sendo assim, realizou-se uma pesquisa mais aprofundada para ajustar o parâmetro de interação binário, que é um parâmetro calculado a partir de dados experimentais.

O software PE2000® (Phase Equilibra), software livre utilizado para cálculos de parâmetros e ELV com diferentes regras de misturas e EOS, foi a ferramenta utilizada para o cálculo do parâmetro de interação binário. O cálculo foi realizado nas seguintes etapas:

- ✓ Inseriu-se o valor da temperatura de 30 °C no software;
- ✓ Inseriram-se os valores das diferentes concentrações de líquido e de vapor para o refrigerante e o solvente;
- ✓ Inseriram-se os valores das pressões de saturação resultantes do experimento;
- ✓ calculou-se o k_{ij} ;
- ✓ repetiram-se as etapas anteriores para as outras temperaturas do experimento de Zehihoua *et al.* (2016) que foram: 40 °C, 50 °C e 65 °C.

Os valores encontrados para os k_{ij} s foram: -0,073, -0,073, - 0,065 e -0,057 nas temperaturas mencionadas. A substituição do valor zero para -0,073 reduziu os valores de desvios relativos apresentando uma margem menor que 5 %, como ilustra a Tabela 5.4.

Tabela 5-4 Validação do par R134A/DMAc pelas pressões de saturação para uma temperatura de 30°C.

Zehihoua (2016)		AspenHysys®					
X_1	P_{exp}	P_{PRSV}	Desvio [%]	$P_{PR-NTRL}$	Desvio [%]	$P_{PRSV-kij}$	Desvio [%]
0,3915	233,1	368,87	58,25	269,29	15,52	233,62	0,22
0,4112	247,2	384,47	55,53	283,71	14,77	248,58	0,56
0,4485	274,7	413,16	50,40	311,29	13,32	277,79	1,12
0,5007	314,3	451,50	43,65	350,50	11,52	320,57	2,00
0,5406	350,9	479,40	36,62	380,96	8,57	354,71	1,09
0,6112	408,3	526,00	28,83	435,96	6,77	417,79	2,32
0,6284	426,6	536,85	25,84	449,59	5,39	433,60	1,64
0,6711	464,2	563,05	21,30	483,81	4,22	473,41	1,98
0,6900	476,5	574,36	20,54	499,14	4,75	491,22	3,09
0,7056	491,5	583,57	18,73	511,89	4,15	505,99	2,95
0,7173	505,0	590,42	16,92	521,50	3,27	517,08	2,39
0,7379	529,0	602,38	13,87	538,54	1,80	536,64	1,44
0,7588	548,5	614,42	12,02	555,97	1,36	556,46	1,45
0,8112	593,6	644,50	8,58	600,38	1,14	605,73	2,04
0,8444	619,7	663,88	7,13	629,05	1,51	636,36	2,69
0,8619	636,6	674,34	5,93	644,34	1,22	652,26	2,46
0,8661	641,0	676,88	5,60	648,03	1,10	656,04	2,35
0,8909	666,4	692,26	3,88	669,95	0,53	678,25	1,78
0,8939	669,1	694,17	3,75	672,62	0,53	680,90	1,76
0,9072	681,9	702,66	3,04	684,32	0,35	692,43	1,54
0,9171	692,7	709,39	2,41	693,39	0,10	701,25	1,23
0,9296	702,0	717,98	2,28	704,68	0,38	712,13	1,44

Para a simulação do ciclo, considerou-se o valor de -0,073, uma vez que a temperatura de absorção é 35 °C e esse valor se encontra na faixa descrita pelos valores calculados pelo PE2000® (30 °C - 40 °C).

Para o par R134a/DMAc fixou-se o parâmetro de interação binário, devido à natureza molecular da estrutura do R134a que têm 4 átomos de flúor e, por isso, apresenta uma maior eletronegatividade em relação ao R152a e R32 e, conseqüentemente, um maior desvio da idealidade em solução devido à formação de ligações de hidrogênio. Após o ajuste dos dados, o pacote termodinâmico foi considerado adequado como modelo preditivo dos dados.

De modo geral, a EOS-PRSV demonstrou-se adequada durante a validação dos pares refrigerante/absorvente e refrigerantes puros. Nos pares refrigerantes/absorventes observou-se a sensibilidade do parâmetro de interação binário com a temperatura, principalmente para o par NH₃-H₂O e a isoterma do par R134a/DMAc, porém com as investigações realizadas e os novos resultados apresentados, a correção dos valores constantes de k_{ij} foi considerada satisfatória

Além da validação do pacote termodinâmico, é necessário validar o ciclo estudado com dados na literatura. Dessa forma, a próxima seção trata da validação do ciclo absorção-compressão.

5.2 Validação do ciclo

Conforme comentado anteriormente, a validação do ciclo absorção-compressão ocorreu por meio da comparação dos dados de temperatura e pressão oriundos da literatura com os dados da simulação.

No ciclo SRA, a validação ocorreu com os resultados da simulação de Collona e Gabrielli (2003) para o par NH₃-H₂O e os resultados são apresentados na Tabela 5.5 e 5.6. As variáveis especificadas foram: temperatura de condensação (2), temperatura de evaporação (5), temperatura e pressão de superaquecimento (6), temperatura e pressão de entrada da solução concentrada no gerador (9), pressão à saída do absorvedor (7) e pressão à saída do trocador de calor solução (11), considerando a eficiência da bomba apresentada no artigo de 65% para a validação dos dados. É importante ressaltar, que para a simulação manteve-se a eficiência de 75 %, conforme mencionado na metodologia.

Collona e Gabrielli (2003) utilizaram no ciclo uma solução concentrada com 47,07% (em massa) de amônia, uma solução diluída com 26,05% (em massa) e o vapor de amônia no destilado com 99,69% (em massa). Nessas condições, o desvio relativo na corrente (11) é

elevado, apresentando o valor de 16,36%. Uma análise de sensibilidade por meio da modificação da composição e do parâmetro de interação binário foi realizada a fim de avaliar a sensibilidade das variáveis.

Tabela 5-5 Temperaturas nas correntes do ciclo SRA.

Correntes	Temperatura (°C)		
	AspenHysys®	Colonna e Gabrielli (2003)	Desvio Relativo (%)
[1]	63,06	63,58	0,82
[2]*	43,99	43,99	*
[4]	-10,52	-10,57	0,47
[5]*	-10,00	-10,00	0,00
[6]*	23,97	23,97	0,00
[7]	23,43	25,01	6,32
[8]	23,74	25,31	6,20
[9]*	92,01	92,01	*
[10]	138,3	135,00	2,44
[11]	42,82	36,80	16,36

Tabela 5-6 Pressões nas correntes do ciclo SRA.

Correntes	Pressão(kPa)		
	AspenHysys®	Colonna e Gabrielli (2003)	Desvio Relativo (%)
[1]*	1728	1728	*
[2]*	1728	1728	*
[4]	289	283	2,08
[5]	289	283	2,08
[6]	289	283	2,08
[7]*	271	271	*
[8]	1728	1728	0,00
[9]*	1728	1728	*
[10]	1728	1728	0,00
[11]*	1728	1728	*

* Temperaturas e Pressões especificadas

Observou-se que ao modificar a composição da solução concentrada (7) para 45,07 % (em massa), a composição de vapor do refrigerante (1) para 99,71% (em massa), e a temperatura de entrada no gerador (9) para 96,01°C (desvio relativo de 4,35 %) há uma diminuição do desvio relativo da corrente 11 para 5,76 % e ao modificar o parâmetro de interação binário da EOS-PRSV do simulador de -0,25 para -0,27 constatou-se uma melhoria no resultado, verificando a sensibilidade do simulador em relação a composição e parâmetro binário. Porém, neste trabalho, mantiveram-se as condições pré-estabelecidas para validar os

dados e durante a simulação optou-se por fixar a temperatura da corrente (11) com o objetivo de reduzir a propagação de erro no cálculo de temperatura dessa corrente para todos os casos.

Para validação do ciclo VCC, foram comparados os valores de carga térmica no trocador de calor cascata, potência no compressor e COP_{vcc} com os dados de Cimsit e Ozturk (2012) para o NH_3 , como exhibe a Tabela 5-7. As condições fixadas para validação foram: temperatura de condensação cascata (17,85 °C) e líquido saturado na mesma corrente (14), temperatura de evaporação (-10,15 °C) e vapor saturado para a corrente (16).

Tabela 5-7 Validação do ciclo VCC com NH_3 .

Parâmetros	AspenHysys®	Cimsit e Ozturk (2012)	Desvio Relativo (%)
$[\eta_{isen}]^*$	75,00	75,00	*
$[COP_{vcc}]$ (kW)	6,30	6,19	1,6
$[Q_{TCC}]$ (kW)	57,90	57,30	1,1
$[Q_{evaporador}]^*$ (kW)	50,00	50,00	*
W_{comp} (kW)	7,90	8,08	1,6

*Condições Especificadas

Os desvios relativos no ciclo VCC foram menores que 2 % e foram atribuídos à diferença de bancos de dados utilizados neste trabalho e na referência bibliográfica.

Os resultados foram considerados satisfatórios para a validação do ciclo estudado e que foi utilizado para avaliar o comportamento das variáveis determinadas na metodologia e outros pares de fluido no SRA e VCC. Dessa forma, as próximas seções referem-se ao desenvolvimento da análise paramétrica com base na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica.

5.3 Análise Paramétrica do efeito da temperatura de evaporação sobre COP e $\dot{E}X_D$

A temperatura de evaporação no circuito de baixa temperatura é responsável pela troca térmica com o fluido secundário de refrigeração ou pela troca térmica com o espaço refrigerado, impactando na faixa de temperatura que o ciclo irá operar, na seleção dos refrigerantes e no desempenho termodinâmico do ciclo.

Essa seção aborda a análise paramétrica do efeito da variação de temperatura de evaporação de -55 °C até -35 °C, comumente estudada na literatura, sobre o COP_{global} , COP_{vcc} e taxa de destruição de exergia no ciclo.

O comportamento do SRA₁/CO₂ e SRA₁/NH₃ foi analisado considerando-se fixos os parâmetros exibidos na Tabela (4.5), cujos valores são apresentados na Tabela (5.8). A temperatura de condensação cascata (14) assumida foi de -2°C , pois é uma temperatura intermediária entre o intervalo de temperatura de condensação cascata que permitiu a análise de todas as variáveis manipuladas (temperatura à saída do gerador, temperatura de evaporação e vazão mássica à saída do absorvedor) sem ocorrência de problemas durante a simulação.

Tabela 5-8 Condições operacionais fixas no ciclo combinado.

Correntes	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]	Pressão (kPa)
2	35	1340
3	30	1340
7	35	Igual da corrente (5)
11	50	1340

Na Tabela 5.8, as pressões nas correntes de entrada e saída do absorvedor (6, 12 e 7) dependem da pressão calculada na corrente de saída do evaporador cascata (5), pois as quedas de pressões em tubulações e trocadores de calor foram desprezadas. Além disso, no SRA as pressões foram definidas por meio das temperaturas de condensação (2), maior pressão ($P_2=1340$ kPa), e de evaporação (5), menor pressão ($P_5 = 326,7$ kPa).

O COP_{VCC} do SRA₁/NH₃ foi, em média, 15 % maior que o SRA₁/CO₂, como ilustra a Figura 5.2. A entalpia de vaporização do NH₃ é maior do que a do CO₂ e necessitou de menor vazão mássica e, conseqüentemente, menor trabalho de compressão, promovendo maior desempenho no ciclo VCC, como exibem a Figura 5.2 e Tabela 5-9.

Tabela 5-9 Efeito da Temperatura de Evaporação nos parâmetros do VCC.

Refrigerante	CO ₂			NH ₃		
T ₁₆ ($^{\circ}\text{C}$)	-55	-45	-35	-55	-45	-35
Vazão Mássica (kg/s)	0,22	0,21	0,21	0,04	0,04	0,04
Razão de Compressão (RC)	6,20	4,08	2,80	13,00	7,20	4,20
T _{descarga} (T ₁₃ , $^{\circ}\text{C}$)	92,10	68,48	48,10	177,80	131,6	92,40

Ambos os ciclos aumentaram o COP_{VCC} em função do aumento da temperatura de evaporação de -55°C até -35°C , como exhibe a Figura 5-2, conforme esperado. O aumento de 49,3 % no SRA₁/CO₂ e 48,7 % no SRA₁/NH₃ ocorreu devido às reduções da razão de

compressão e da temperatura de descarga e, conseqüentemente, da potência do compressor como exibem a Tabela 5-9 e a Figura 5-2.

Em temperaturas baixas de evaporação, o COP_{vcc} apresentou valores entre 2 e 3, e em altas temperaturas de evaporação, o COP_{vcc} atingiu valores entre 4 e 5, sendo mais eficiente em altas temperaturas de evaporação.

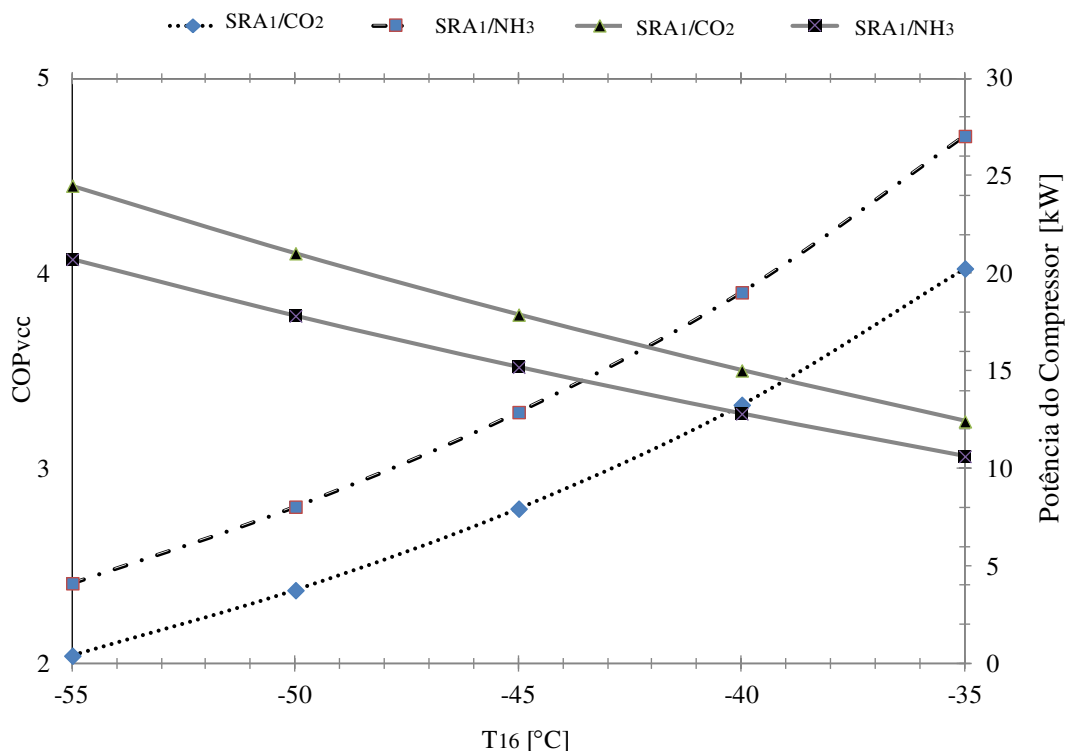


Figura 5.2 Efeito da Temperatura de Evaporação no COP_{vcc} e Potência do Compressor no VCC.

Entre os fluidos de operação, o ciclo com NH_3 tem uma elevada temperatura de descarga, conforme observado na Tabela 5-9. Segundo ASHRAE (2006), a temperatura de descarga acima de 250 °F (121,12 °C) em plantas de amônia deve ser evitada para não provocar o arraste excessivo de lubrificante e a carbonização no compressor. Sendo assim, existe uma restrição em relação ao uso de NH_3 no VCC para a faixa de temperatura de evaporação entre -55 °C e -45 °C. Além disso, as diferenças entre as pressões de saturação são elevadas, sendo recomendado trabalhar com mais estágios de compressão ou analisar outros valores de temperatura de condensação cascata (2) para melhorar a eficiência do ciclo. Diante disso, uma abordagem sobre o desempenho do ciclo absorção-compressão na faixa de temperatura de condensação cascata entre -10 °C até 20°C para o SRA_1/NH_3 e SRA_1/CO_2 será apresentada na próxima seção para avaliar o comportamento do ciclo em outras temperaturas de condensação cascata com uma temperatura fixa de evaporação (16).

As mudanças de refrigerantes e das temperaturas de evaporação do VCC impactaram em alguns fatores no ciclo de compressão de vapor, como visto anteriormente. Essas mudanças também promoveram alterações no COP_{global} (absorção-compressão), como mostra a Figura 5-3, pois os ciclos SRA e VCC estão conectados pelo trocador de calor cascata e o VCC rejeita calor para o SRA.

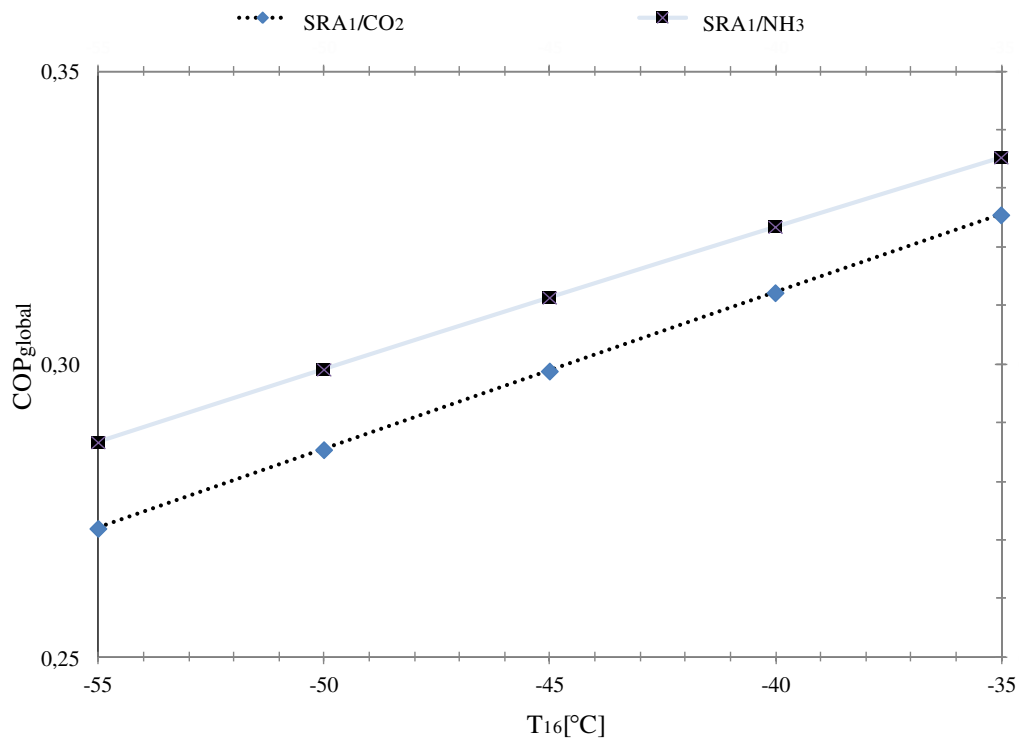


Figura 5.3 Efeito da Temperatura de Evaporação no Desempenho Termodinâmico do ciclo absorção-compressão.

A mudança do COP_{global} foi irrelevante em relação a mudança de refrigerantes do VCC, pois apresentou uma diferença menor que 5% entre o SRA₁/NH₃ e SRA₁/CO₂, como visto na Figura 5-3. Porém, o SRA₁/NH₃ manteve-se com maior desempenho termodinâmico.

A elevação da temperatura de evaporação aumentou 15 % do valor do COP_{global} em ambos os casos devido à redução da potência do compressor e da carga térmica no gerador. A carga térmica no gerador reduziu 10% em função da diminuição da carga térmica rejeitada no condensador cascata para o evaporador cascata no intervalo analisado.

Essas mudanças de refrigerantes no ciclo de baixa temperatura e a variação da temperatura de evaporação impactam na qualidade de energia do ciclo. Essa qualidade foi avaliada pela taxa de destruição de exergia no absorção-compressão, apresentada na Figura 5.4.

A mudança de refrigerante impactou em uma taxa de destruição 7 % maior no SRA₁/NH₃ do que no SRA₁/CO₂, ou seja, mesmo que COP_{global} não tenha variado significativamente ocorreu um impacto ao trocar de refrigerante no VCC.

A taxa destruição de exergia diminuiu 20 % no SRA₁/CO₂ e 17 % no SRA₁/NH₃ com o aumento da temperatura de evaporação devido à diminuição das irreversibilidades do VCC provocadas pela menor diferença finita de temperatura no trocador de calor cascata e o processo de compressão.

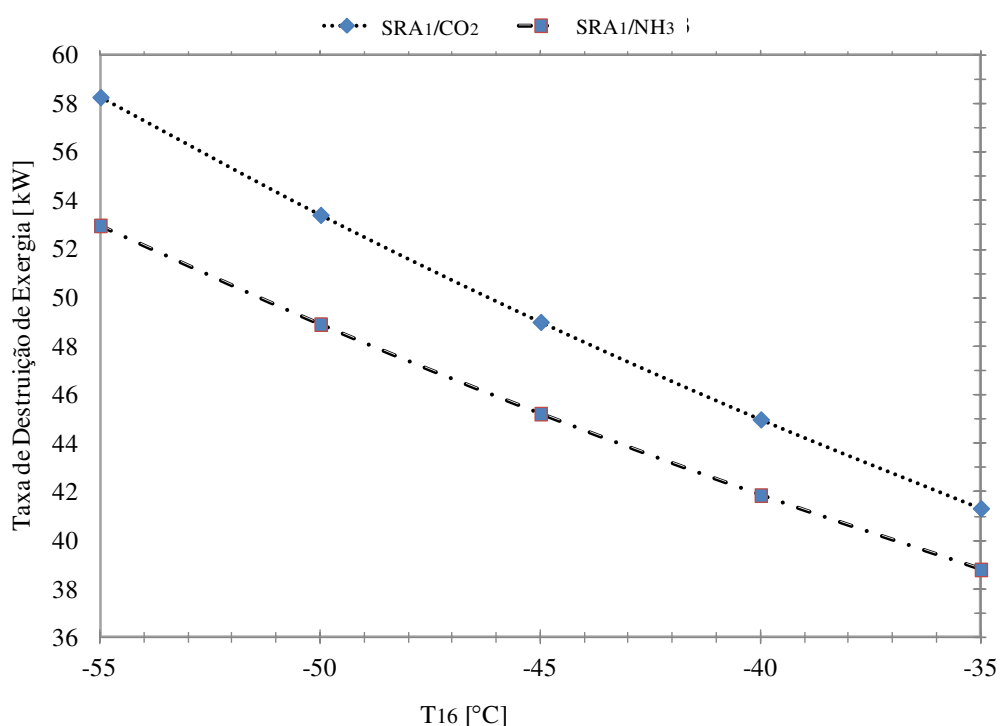


Figura 5.4 Efeito da Temperatura de Evaporação na Taxa taxa total de Exergia Destruída no ciclo.

A taxa de destruição de exergia total do ciclo teve um comportamento oposto ao COP_{global}, o que é esperado, uma vez que as temperaturas de evaporação do sistema se aproximam da temperatura ambiente, proporcionando ao ciclo uma diminuição das destruições e o melhor aproveitamento da energia disponível. Esse fato também foi observado pela eficiência exergética do ciclo, que aumentou 20 %, como demonstra a Tabela 5-10.

A eficiência exergética do SRA₁/NH₃ permaneceu maior que do SRA₁/CO₂ como era esperado, pois, o VCC com NH₃ possuiu um desempenho termodinâmico maior e, portanto, um melhor aproveitamento da energia disponível.

Tabela 5-10 Efeito da Temperatura de Evaporação na Eficiência Exergética.

Sistema	η [%]	
T ₁₆ [°C]	-55	-35

SRA₁/CO₂	18,78	24,00
SRA₁/NH₃	20,00	25,07

As taxas de destruição exergética diminuíram em toda a extensão da análise paramétrica, apresentando um comportamento oposto ao do COP_{global} . O COP_{vcc} diminuiu com o aumento da temperatura de -55 °C até -35 °C , indicando que há uma queda de desempenho em baixas temperaturas de evaporação, sendo necessário analisar o ciclo em outros níveis de temperatura de condensação cascata a fim de melhorar seu desempenho. Além disso, a amônia tem o dobro da temperatura de descarga, quando comparada ao CO_2 e isso influencia na seleção adequada da temperatura de condensação cascata e do refrigerante, visando reduzir os possíveis problemas no ciclo VCC (altas razões de compressão ou problemas de lubrificação nos compressores).

De modo geral, o comportamento do ciclo cascata em termos de desempenho termodinâmico e taxa de destruição de exergia apresentou-se semelhante ao estudo realizado por Jain *et al.* (2015), Dixit *et al.* (2016) e Fernandez-Seara *et al.* (2006). Observou-se que o refrigerante no VCC e a temperatura de evaporação foram fatores impactantes no ciclo e esses fatores, quando associados a outras variáveis podem promover mudanças positivas ou negativas no desempenho do ciclo.

Em um ciclo absorção-compressão, para cada temperatura fixa de condensação no SRA (2) e a temperatura de evaporação no ciclo VCC (16), existe uma faixa de temperatura de condensação cascata (14) e uma temperatura adequada dentro dessa faixa que atende ao ciclo. Além disso, essa temperatura de condensação (14) combinada com a escolha de outros pares no SRA e seus parâmetros (temperatura à saída do gerador e vazão mássica) podem alterar o desempenho do ciclo. Dessa forma, a temperatura de condensação cascata (2) é um parâmetro importante a ser analisado, uma vez que impacta no SRA e no VCC, no dimensionamento dos equipamentos e nas condições adequadas de operação, garantindo as trocas térmicas. Além disso, a escolha de novos pares no SRA combinada com esse parâmetro pode promover melhorias no ciclo.

Assim, o próximo item relata a análise paramétrica do efeito da temperatura de condensação cascata no desempenho do ciclo e sua taxa de destruição de exergia, abrangendo os dois cenários do ciclo, conforme mencionado na metodologia. Para avaliar o primeiro cenário (SRA_1/CO_2 e SRA_1/NH_3), estudou-se a faixa de temperatura de condensação cascata de -10 °C até 20 °C em dois níveis de temperatura de evaporação, a saber:

- ✓ -45°C (comumente utilizado por autores que estudam o ciclo absorção-compressão, como Jain *et al.* (2015) e Pantel *et al.* (2017)) e;
- ✓ -35° C, para verificar o comportamento do ciclo em relação as restrições de NH₃ no VCC, bem como COP_{global}, COP_{vcc} e $\dot{E}X_D$.

Para avaliar o segundo cenário (SRA₁/CO₂, SRA₂/CO₂, SRA₃/CO₂ e SRA₄/CO₂), estudou-se a mesma faixa de temperatura de condensação cascata em uma temperatura fixa de evaporação de -45 °C para avaliar o impacto de diferentes pares refrigerante/absorvente no SRA nessa faixa no COP_{global}, COP_{SRA} e $\dot{E}X_D$.

5.4 Efeito da temperatura de condensação cascata no COP_{global}, COP_{vcc}, COP_{SRA} e $\dot{E}X_D$

A simulação de cenários nessa seção possui as mesmas considerações e condições operacionais descritas na metodologia e na seção anterior com o caso-base SRA₁/CO₂. A faixa de temperatura de condensação cascata (14) analisada variou entre -10 °C até 20 °C para ambos os cenários. No primeiro cenário, estudou-se dois níveis de temperatura de evaporação: -35 °C e -45 °C para comparar os dados com os estudos da literatura (Dixit et al. ,2016; Cimist e Ozturk, 2012; Patel *et al.*, 2017) e avaliar a melhoria na temperatura de descarga do compressor (13) para a amônia. E no segundo cenário, a temperatura de evaporação foi fixada em -45 °C com a mesma faixa de temperatura de condensação cascata.

A extensa faixa de temperatura de condensação cascata limitou o sistema com algumas restrições operacionais para evitar a formação de vapor na corrente de saída do absorvedor (7) e o cruzamento de temperatura nos trocadores de calor. Estimou-se a concentração da solução diluída (10) e vazão mássica na saída do absorvedor (7); garantindo a varredura de toda extensão da análise paramétrica e a menor sensibilidade do simulador às variações menores que 10 %.

No primeiro cenário, a concentração da solução diluída do SRA₁ na saída do gerador (10) foi modificada de 26,05 % (valor na validação) para 21,15 % (em massa) e no segundo cenário, as concentração das soluções diluídas foram fixadas em 18 % (m massa) para o SRA₂ e SRA₃ e 12 % do SRA₄ para evitar os problemas na simulação, como a formação de vapor saturado na corrente de líquido saturado na saída do gerador (10) e saída do absorvedor (7)/entrada da bomba. É importante destacar que, realizou-se a redução gradativamente,

testando os valores extremos da temperatura de condensação cascata para garantir a análise do intervalo adotado.

Além disso, estimou-se vazões intermediárias na saída do absorvedor (7), correspondentes às concentrações da solução concentrada - valores entre 20 % e 60 % (em massa), conforme usado na literatura - para que o simulador calculasse a concentração da solução na saída do absorvedor (7) e as variáveis de saída no intervalo de temperatura mencionado. As estimativas iniciais dessas vazões foram: 5.000 kg/h para SRA₁/CO₂, 25.500 kg/h para o SRA₂/CO₂, 20.000 kg/h para o SRA₃/CO₂ e 17.000 kg/h no SRA₄/CO₂. É importante ressaltar que, as estimativas dessas vazões mássicas à saída do absorvedor serão analisadas na seção 5.6.

Os efeitos promovidos por meio das mudanças de temperatura e alterações de cenário são apresentados na sequência entre as Figuras 5.5 e 5.15. No primeiro cenário, o COP_{VCC} reduziu uma média de 59 % e de 65 % em uma temperatura de evaporação de -45 °C e -35 °C, respectivamente, durante a variação da faixa de temperatura de condensação cascata mencionada. Entre os dois fluidos no VCC, o desempenho da amônia foi aproximadamente 20% maior em toda extensão da análise paramétrica, como ilustra a Figura 5.5.

A redução do COP_{VCC} ocorreu em função do aumento na potência do compressor devido à elevação da pressão de saturação à saída do condensador (14) e compressor (13) em função das temperaturas de condensação (14), como ilustra a Figura 5.6.

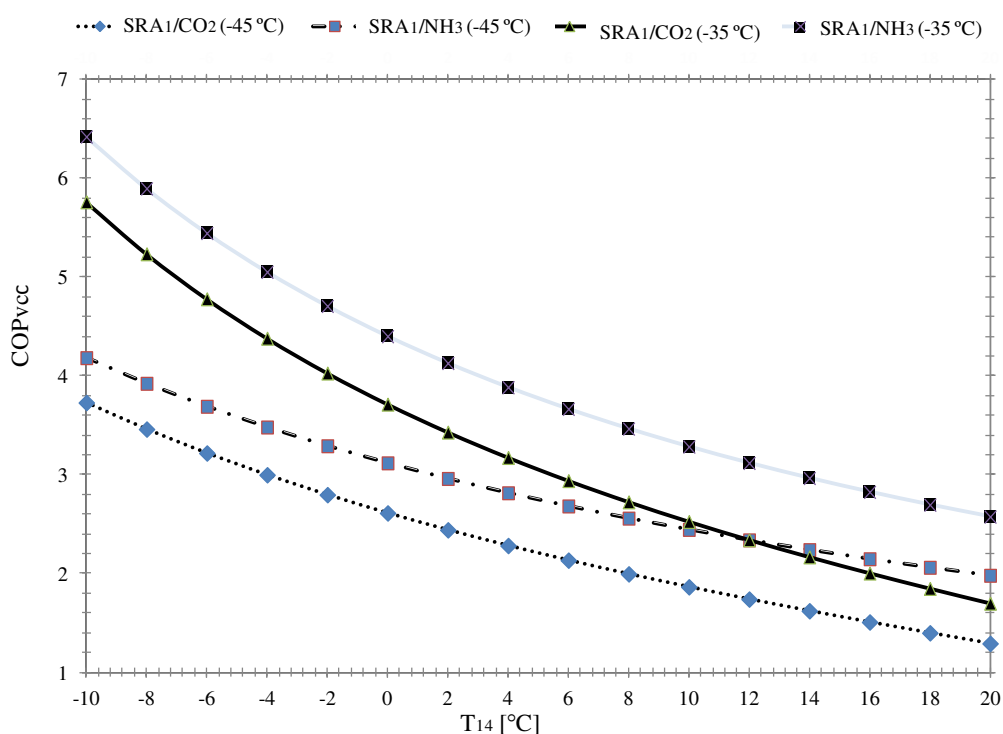


Figura 5.5 Efeito da Temperatura de condensação cascata no COP_{vcc} para o primeiro cenário.

No SRA₁/CO₂, a temperatura de descarga do compressor variou de 48,33 °C até 121,40 °C e de 28,50 °C até 99,70 °C nas temperaturas de evaporação de -45 °C e -35 °C, respectivamente. No SRA₁/NH₃, a temperatura de descarga do compressor variou de 99,53 °C até 216,29 °C na temperatura de evaporação de -45 °C e variou de 61,99 °C até 173,35 °C na temperatura de -35 °C. Observou-se que no ciclo com NH₃, mesmo variando a temperatura de condensação cascata (14), existem temperaturas muito superiores ao recomendado pela ASHRAE (2006), sendo inadequado ao sistema. Esse problema será novamente avaliado na etapa de otimização, com o uso de restrições pertinentes.

Em relação aos dois refrigerantes no VCC, o NH₃ teve maior desempenho que o CO₂ em função da entalpia de vaporização, já explicada na seção anterior. Essas mudanças de refrigerante impactaram menos que 10 % no desempenho termodinâmico do SRA, por isso, não será apresentado para esse cenário.

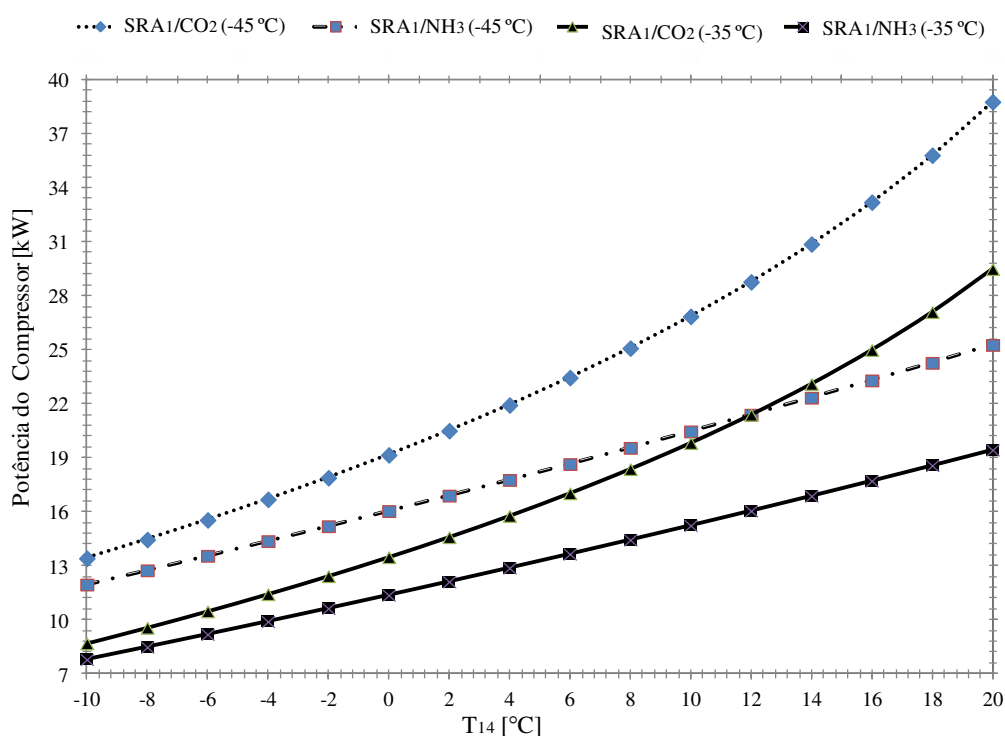


Figura 5.6 Efeito da Temperatura de condensação cascata na Potência do Compressor para o primeiro cenário.

O COP_{global} diminuiu uma média de 18 % e 13 % em uma temperatura de evaporação de -45 °C e -35 °C, respectivamente. O desempenho da amônia manteve-se 11 % superior ao desempenho do CO₂, como ilustra a Figura 5.7.

A redução do COP_{global} ocorreu em função de três fatores principais: o aumento da carga térmica no gerador, explicado no segundo cenário, a elevação da potência do

compressor e redução da potência da bomba. A concentração de amônia na solução forte alterou menos que 5 % em função da mudança de refrigerante e da vazão mássica na corrente (5).

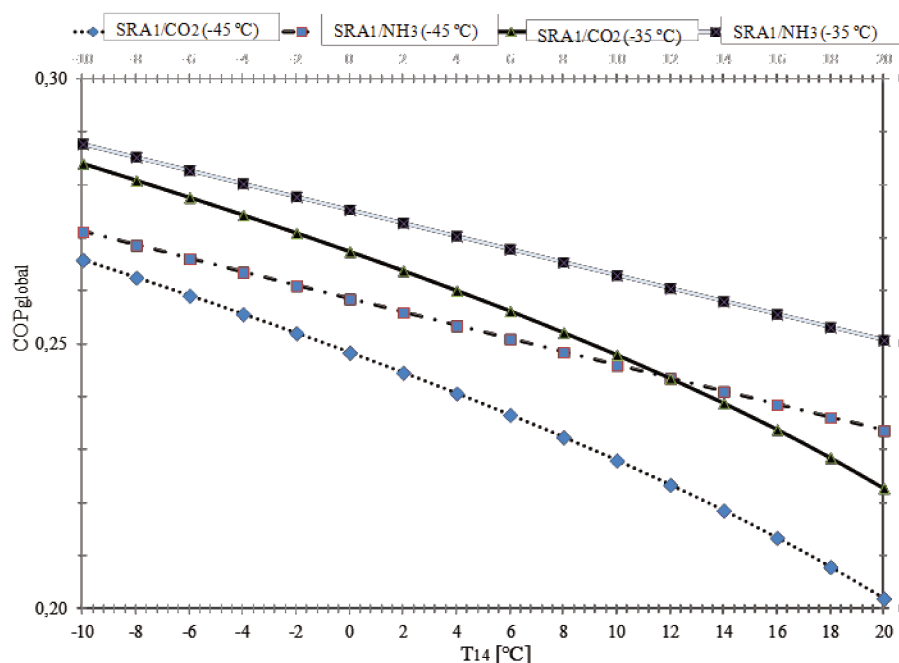


Figura 5.7 Efeito da Temperatura de condensação cascata no COP_{global} .

Essas alterações no SRA foram consequência do aumento da temperatura e pressão de evaporação cascata (5), em função da consideração adotada na metodologia de $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Tais diferenças associadas ao SRA serão explicadas detalhadamente no próximo cenário. A diferença significativa para esse cenário foi a mudança de refrigerante no VCC, que devido à entalpia de vaporização reduziu em média 7 % da vazão mássica necessária na corrente (5) com a utilização do NH_3 no ciclo de baixa.

No segundo cenário, estudou-se o efeito da temperatura de condensação cascata do ciclo sobre o COP_{SRA} e o COP_{global} , comparando o caso-base SRA_1/CO_2 com o ciclo absorção-compressão composto por SRA_2/CO_2 , SRA_3/CO_2 e SRA_4/CO_2 .

O aumento da temperatura de condensação cascata no VCC elevou o valor do COP_{SRA} para todos os conjuntos estudados, conforme ilustra a Figura 5-8, sendo da ordem de 16 % para o SRA_1/CO_2 , 23 % para o SRA_2/CO_2 e 22 % para o SRA_3/CO_2 e SRA_4/CO_2 .

O aumento do COP_{SRA} ocorreu devido a dois fatores principais: aumento da temperatura de evaporação cascata e, conseqüentemente maior carga térmica rejeitada pelo ciclo de baixa temperatura. O acréscimo em torno de 28 % da carga térmica do condensador cascata (63,32 kW para 88,65 kW) para todos os casos analisados resultou em um aumento

proporcional da vazão mássica no evaporador cascata e uma redução de 25 % na razão de circulação (f), como apresenta a Tabela 5.11. Essa redução provoca um aumento em média de 9% na concentração do refrigerante e um aumento proporcional na carga térmica do gerador.

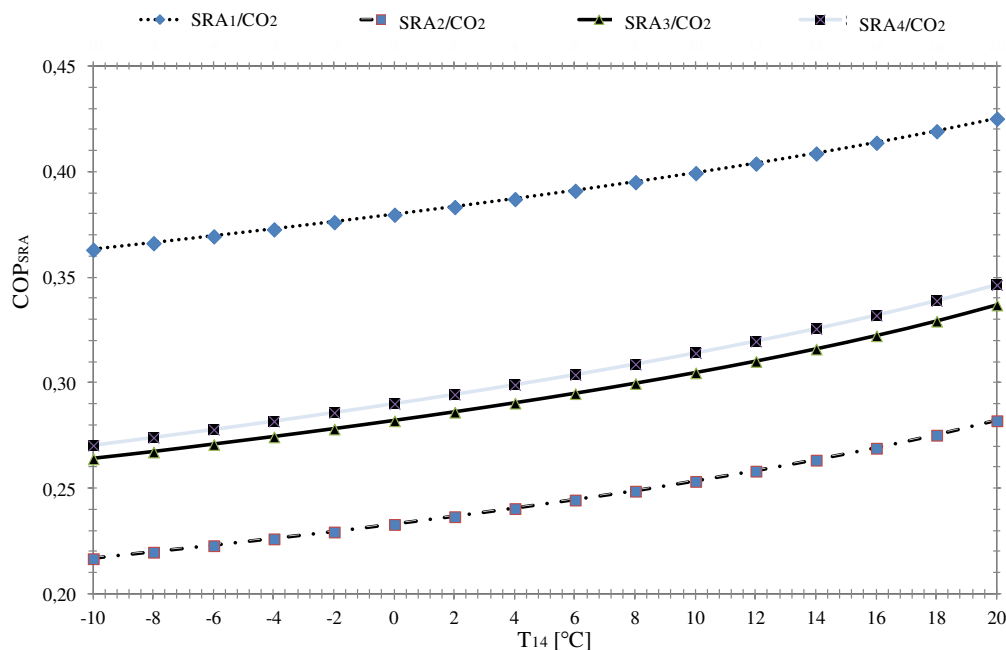


Figura 5.8 Efeito da Temperatura de Condensação Cascata do VCC no COP_{SRA} (Segundo Cenário).

Tabela 5-11 Variação da carga térmica, razão de circulação, concentração e potência da bomba para a temperatura de evaporação (16) de -45 °C.

Sistema	Q _{gerador} [kW]		Razão de circulação [f]		Concetração da solução forte [%]		Potência na Bomba [kW]	
	-10	20	-10	20	-10	20	-10	20
T₁₄ [°C]	-10	20	-10	20	-10	20	-10	20
SRA₁/CO₂	172,3	207,43	23,63	14,34	24,44	25,62	2,33	1,30
SRA₂/CO₂	275,32	305,27	28,10	23,75	22,29	23,75	16,61	8,85
SRA₃/CO₂	234,12	259,62	21,43	15,94	16,96	18,54	5,80	3,58
SRA₄/CO₂	227,61	251,37	9,97	7,88	24,64	26,36	4,52	2,48

Constata-se que a elevação da carga de calor rejeitado no trocador de calor cascata e a variação menor que 10 % na carga térmica do gerador, associada à baixa potência da bomba resultaram na elevação do COP_{SRA} durante a variação da temperatura de condensação cascata (14). O SRA₁/CO₂ apresentou um COP_{SRA} em torno de 35 % maior que o SRA₂/CO₂, 22% maior que o SRA₃/CO₂ e 19 % maior que o SRA₄/CO₂ em toda extensão da análise paramétrica. Essa diferença entre os valores de COP_{SRA} resultou das diferenças entre as cargas térmicas do gerador associadas aos elevados valores de vazão mássica necessária para circulação da solução no SRA e altas temperaturas à entrada (9) – 118 °C do SRA1, 135°C do

SRA₂, 123 °C do SRA₃ e 115,90 °C do SRA₄ – e à saída do gerador (10), como foi visto na seção 4.5.

Na Tabela 5-11, observou-se uma queda de potência da bomba em torno de 40 %, isso ocorreu em função do aumento da temperatura e, conseqüentemente da pressão de evaporação no trocador de calor cascata, como ilustra a Tabela 5-12.

Tabela 5-12 Temperaturas de Evaporação e valores das Pressões no SRA.

Sistema	P ₅ (kPa)		T ₅ (°C)	
	-10	20	-10	20
T ₁₄ [°C]				
SRA ₁ /CO ₂	235,70	723,40	-3,24	21,09
SRA ₂ /CO ₂	493,30	1296,00	-9,03	20,39
SRA ₃ /CO ₂	154,30	433,90	1,36	22,00
SRA ₄ /CO ₂	163,80	489,90	-14,49	15,68

No trocador de calor cascata foi considerado um $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ entre as correntes 14 e 4, conforme reportado na metodologia. O processo de evaporação cascata do refrigerante no SRA não ocorreu em temperatura constante em função do *glide* de temperatura, como exibe Tabela 5-12. O simulador apresentou uma sensibilidade em relação à temperatura de evaporação (5) mesmo que em baixas concentrações de absorvente (0,02 %), e alguns autores (Valença, 2013 e Aguilar, 2010) relataram em seus estudos o risco de acúmulo de absorvente em evaporadores no SRA com NH₃-H₂O em função do *glide* de temperatura, trazendo problemas operacionais, sendo necessário drenagens periódicas, quando este interferir o desempenho termodinâmico do ciclo. Na simulação, o par R32-DMAc (SRA₂/CO₂), teve o maior *glide* de temperatura com um valor de 33,40 °C em uma pressão de 303,9 kPa, os valores dos demais pares foram: 10,47°C (NH₃-H₂O), 9,96°C (R152A-DMAc) e 16,24°C (R134A-DMAc).

No SRA, as pressões à saída do evaporador cascata, no pré-resfriador e no absorvedor são determinadas pela pressão de evaporação cascata (5), conforme exibe a Tabela 5-12. As pressões no gerador, condensador e trocador de calor solução dependem da temperatura de condensação do SRA (2) e os valores calculados pelo simulador para os pares refrigerante/absorvente no segundo cenário, foram: 2217 kPa para o R32-DMAc, 773,4 kPa para o R152a-DMAc e 892,5 kPa para o R134a-DMAc. Entre os conjuntos, o SRA₂/CO₂ apresentou pressões elevadas, o que pode ser um fator limitante em termos de controle operacional para sua aplicação.

As mudanças no SRA impactaram significativamente no COP_{global} devido ao aumento da temperatura de condensação cascata, como ilustra a Figura 5-9.

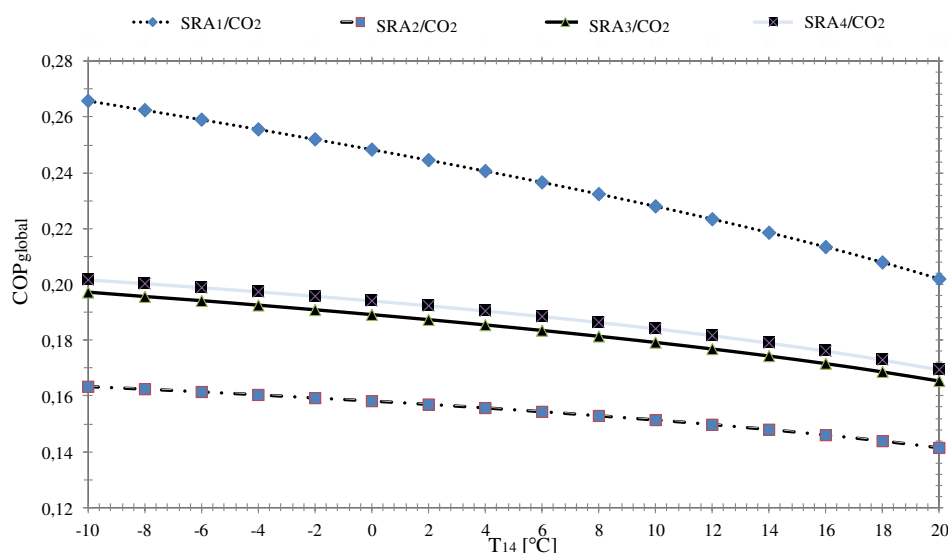


Figura 5.9 Efeito da Temperatura de Condensação Cascata do VCC no COP_{global} . (Segundo Cenário)

O COP_{global} diminuiu 17 %, em média, para todos os casos analisados. A redução do COP_{global} ocorreu devido ao aumento da carga térmica do gerador e redução da potência da bomba com o aumento da temperatura na corrente (14), já mencionados anteriormente.

O SRA₁/CO₂ teve um desempenho global 24 % (em média) maior que os outros casos analisados. O SRA₃/CO₂ e o SRA₄/CO₂ apresentaram desempenhos próximos, o que indica que o R152a é um potencial substituto ao R134a em função do baixo GWP (GWP=140) e ODP (ODP=0) conforme mencionado pelo autor Meng *et al.* (2013). Porém, nenhum dos casos analisados alcançou o desempenho do caso-base.

De modo geral, as diferenças do desempenho termodinâmico (COP_{global} e COP_{SRA}) entre os pares estudados no SRA estiveram associadas ao próprio par e suas respectivas temperaturas e pressões no ciclo (5, 9, 10) e vazões mássicas à saída do absorvedor, que influenciaram na carga térmica do refeedor e potência da bomba, como visto anteriormente.

Além das variações mencionadas, o ciclo absorção-compressão apresentou degradações da qualidade de energia associadas à taxa de destruição de exergia em seus equipamentos para os diferentes pares estudados no SRA e refrigerantes no VCC. A análise exérgica permitiu avaliar o efeito da variação de temperatura de condensação cascata (14) na taxa total de destruição de exergia e verificar a distribuição dessa taxa nos equipamentos do ciclo para os dois cenários estudados, como ilustram as Figuras 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13.

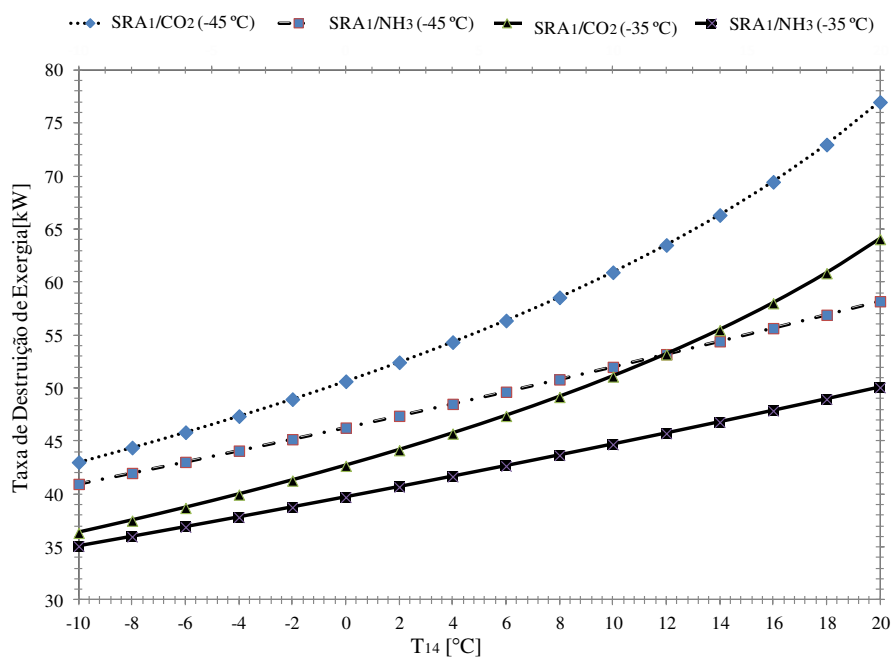


Figura 5.10 Efeito da temperatura de condensação cascata na taxa de destruição de exergia do ciclo para o primeiro cenário.

No primeiro cenário (SRA₁/CO₂ e SRA₁/NH₃), a variação da temperatura de condensação cascata (14) resultou em um aumento médio de 35 % e 32 % das taxas totais de destruição de exergia em uma temperatura de evaporação de -45 °C e uma temperatura de evaporação de -35 °C, respectivamente, como observa-se na Figura 5.10.

O aumento das diferenças finitas de temperaturas no trocador de calor cascata (variação até 2,5 °C) e o aumento da exergia específica das correntes (5), (6) e (13) promoveram o crescimento da taxa total de exergia destruída para todos os cenários analisados. A Figura 5.11 exibe a variação da exergia específica das correntes para o SRA₁/CO₂ no intervalo de temperatura de condensação estudado.

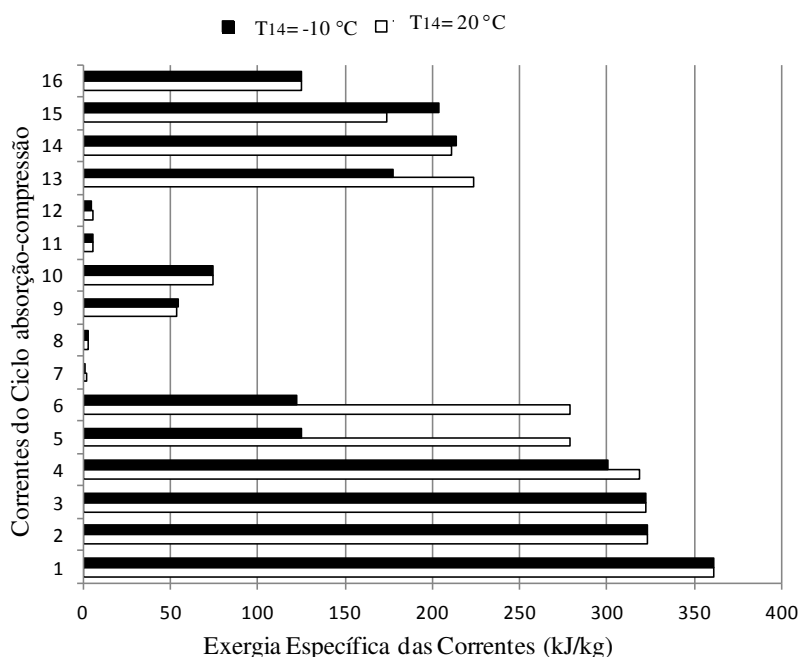


Figura 5.11 Variação da Exergia Específica no SRA₁/CO₂ na temperatura de condensação cascata (14) de -10 °C e 20 °C para uma temperatura de evaporação de -45 °C.

No segundo cenário (SRA₁/CO₂, SRA₂/CO₂, SRA₃/CO₂ e SRA₄/CO₂) observou-se um comportamento semelhante em relação a variação da temperatura de condensação cascata (14) com um aumento médio de 27% das taxas totais de destruições de exergia, como mostra a Figura 5.12.

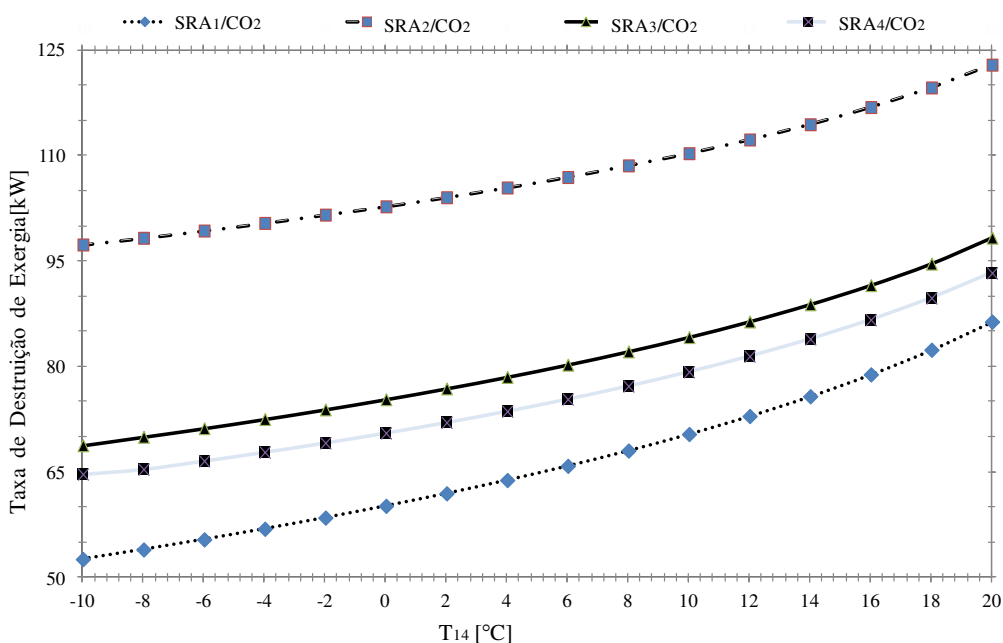


Figura 5.12 Efeito da variação de temperatura de condensação cascata (14) na taxa de destruição de exergia no segundo cenário.

Observa-se o crescimento da taxa de destruição de exergia à medida que a temperatura de condensação cascata aumentou, como consequência da elevação das diferenças finitas de temperatura no TCC, TC-Solução e Absorvedor, como mostra a Tabela 5.13, e do aumento da exergia específica, como exemplificado na Figura 5.11 para o caso-base. Na Tabela 5.13, observa-se que o SRA₂/CO₂ apresentou a maior diferença média logarítmica no TC-solução de temperatura e, a maior taxa de destruição de exergia. O trocador de calor solução concentrou a maior taxa de destruição de exergia para todos os cenários, como observa-se nas Figuras 5.13 e 5.14 sobre a distribuição da taxa de destruição de exergia entre os equipamentos para uma temperatura fixa de condensação cascata (14) de -2 °C e temperatura de evaporação (16) de -45 °C.

Tabela 5-13 – Média Logarítmica de temperaturas [°C] nos trocadores de calor cascata, absorvedor e TC-Solução para o segundo cenário.

T ₁₄ [°C]	Cascata (ΔT_{DTLM}) [°C]		Absorvedor (ΔT_{DTLM}) [°C]		TC-Solução (ΔT_{DTLM}) [°C]	
	-10	20	-10	20	-10	20
SRA ₁ /CO ₂	5,60	6,64	13,86	15,05	16,3	16,74
SRA ₂ /CO ₂	5,89	8,54	11,40	13,89	14,69	25,47
SRA ₃ /CO ₂	5,89	8,54	8,49	12,24	15,12	15,79
SRA ₄ /CO ₂	5,91	8,54	8,80	13,72	16,66	17,46

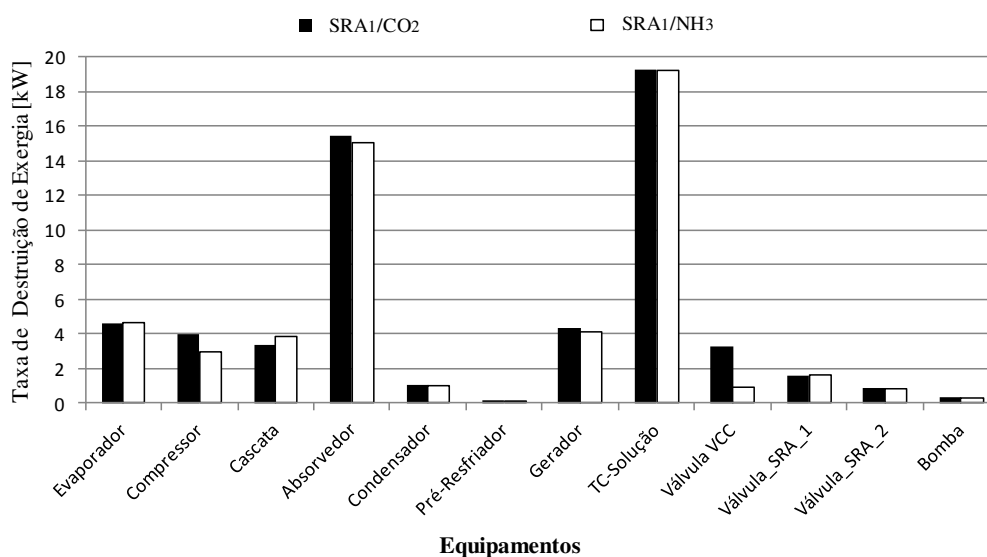


Figura 5.13 Distribuição da taxa de destruição de exergia nos equipamentos para o primeiro cenário.

No primeiro cenário, a distribuição da taxa de destruição de exergia entre os equipamentos não apresentou alterações significativas, exceto no compressor e na válvula VCC, como visto na Figura 5.13. A mudança de refrigerante em uma temperatura de condensação de -2 °C totalizou uma taxa de 58,43 kW para o SRA₁/CO₂ e 54,63 kW para o

SRA₁/NH₃, as principais diferenças observadas foram de 27 % e 72 % na taxa de destruição de exergia no compressor e válvula do VCC, respectivamente, devido às diferenças entre pressões de condensação cascata (14) e evaporação (16); e da temperatura de descarga do compressor (13). Esse fato explica a menor destruição de exergia para o SRA₁/NH₃ durante a análise paramétrica, conforme visto na Figura 5.10.

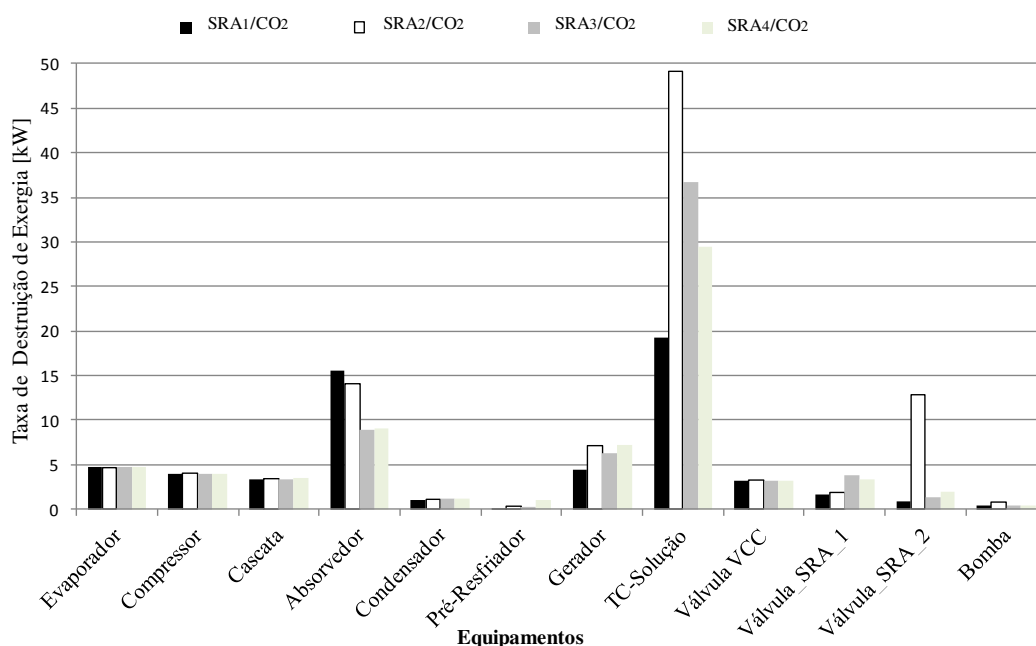


Figura 5.14- Distribuição da taxa de destruição de exergia para o Segundo Cenário.

No segundo cenário, o SRA₁/CO₂ (caso-base) teve a menor taxa de destruição exérgica, em torno de 53 kW, seguido por SRA₄/CO₂ (63,40 kW), SRA₃/CO₂ (71 kW) e SRA₂/CO₂ (98 kW), respectivamente. As maiores taxas de destruição de exergia concentraram-se nos seguintes equipamentos, como visto nas Figuras 5.12 e 5.13:

- ✓ SRA₁/CO₂: trocador-solução, em torno de 35 %, absorvedor (15 %) e gerador (13 %);
- ✓ SRA₂/CO₂: trocador-solução (50%), absorvedor (14 %) e Válvula de Expansão II (13%);
- ✓ SRA₃/CO₂: trocador-solução (51,56 %), absorvedor (13%) e gerador (9 %);
- ✓ SRA₄/CO₂: trocador-solução (46 %), absorvedor (12 %) e gerador (12 %).

As taxas de destruição de exergia para ambos os cenários se concentraram no TC-Solução, gerador, TCC e absorvedor, como observado nas Figuras 5.13 e 5.14. No estudo de Patel *et al.* (2017), os equipamentos responsáveis pelas maiores taxas de destruição de exergia foram: gerador (20,69%), absorvedor (19,44%) e condensador cascata (11,54%) para um ciclo cascata operando com o SRA₁ simples efeito e um VCC de dois estágios com refrigerante

NH₃. Jain *et al.* (2015) calcularam as maiores taxas de destruição do ciclo absorção-compressão otimizado no absorvedor (22,62 %), trocador de calor solução (17,20 %) e gerador (16,35%) para um sistema operando com SRA₁ simples efeito e VCC estágio simples.

Notou-se que existe uma diferença na distribuição das taxas de destruição de exergia no presente estudo em relação aos autores citados e essa variação foi uma consequência das considerações e condições adotadas e, por isso, após a otimização uma nova análise dessa distribuição foi realizada a fim de avaliar o comportamento do sistema.

As irreversibilidades concentraram-se nos equipamentos que tiveram elevadas diferenças finitas de temperatura, conforme mencionado anteriormente, e elevada variação de exergia específica nas correntes de entrada e saída dos equipamentos, como observa-se na Figura 5.15.

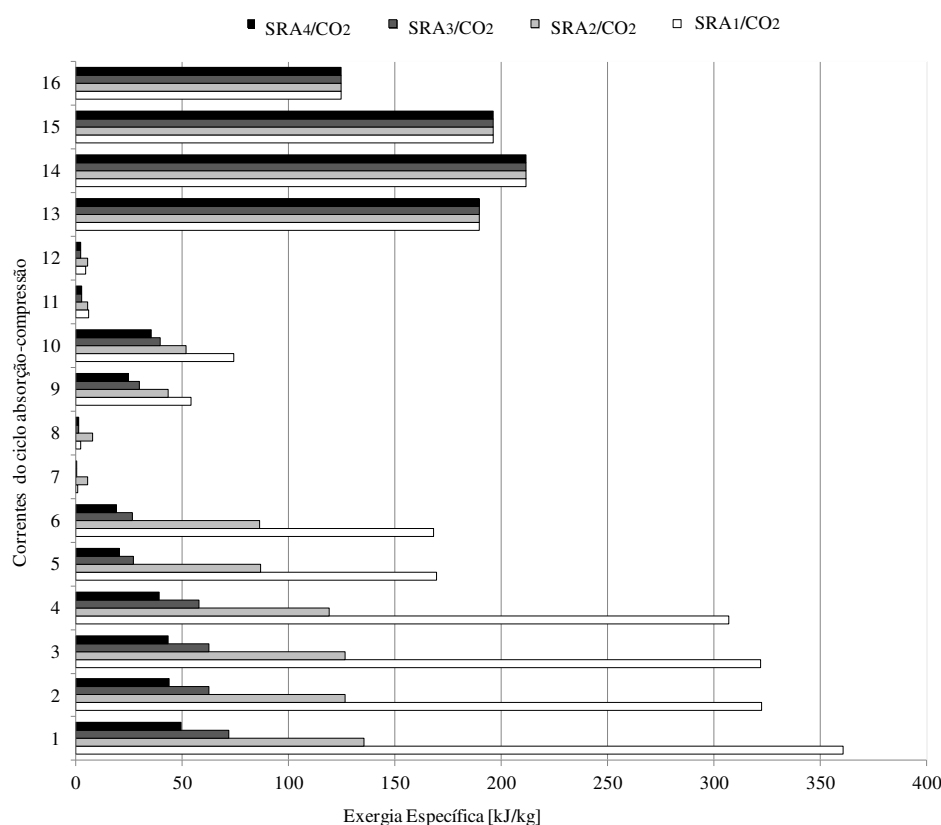


Figura 5.15- Exergia Específica das correntes do segundo cenário na $T_{14}=-2$ °C.

Na Figura 5.15, observou-se uma variação de exergia específica média de 92 % entre as correntes 8 e 9, e entre as correntes 10 e 11. Essas elevadas variações da exergia específica foram consequências das mudanças de temperatura no trocador de calor solução e da presença de soluções concentradas e diluídas nas correntes. O SRA₁/CO₂ apresentou uma exergia específica em média 72 % maior que todos os outros conjuntos estudados, e,

consequentemente, menor taxa de destruição de exergia em toda extensão da análise paramétrica.

O aumento da temperatura de condensação cascata (14) gerou o crescimento das pressões de evaporação cascata (5) e, consequentemente, nas correntes (6), (7), (12), reduzindo a diferença das pressões nas válvulas redutoras no SRA e as taxas de destruição de exergia nesses equipamentos em 58 % na válvula I e 64 % na válvula II. No compressor, essa variação provocou o aumento da Taxa de Destruição de Exergia (27 %) devido ao aumento das irreversibilidades associadas ao processo de compressão e no gerador a taxa de destruição aumentou em média 17 % em função da elevação da temperatura à entrada do gerador (9) e da carga térmica no gerador. Essas variações aumentaram as taxas de destruição de exergia para ambos os cenários, conforme visto nas Figuras 5.10 e 5.12 e reduziram em 21 % a eficiência exergética para todos os cenários, como exhibe a Tabela 5.14.

Tabela 5-14 Variação da Eficiência Exergética no ciclo absorção-compressão.

Sistema	η [%]	
T_{14} [°C]	-10	20
SRA ₁ /CO ₂	20,18	14,00
SRA ₁ /NH ₃	21,00	17,00
SRA ₂ /CO ₂	15,27	13,20
SRA ₃ /CO ₂	20,86	16,24
SRA ₄ /CO ₂	21,26	19,28

Na Tabela 5.14, a mudança de refrigerante no VCC não impactou significativamente na eficiência exergética do primeiro cenário, pois, a exergia disponível pela carga térmica do gerador foi em média 42 % superior à exergia disponível por compressores e bombas. Esse fato pode ser observado na Tabela 5.11 e na Figura 5.6 que exibem os valores de potência dos compressores e bombas e valores da carga térmica do gerador.

No segundo cenário, a mudança de par no SRA influenciou na eficiência exergética do ciclo, principalmente na mudança entre NH₃-H₂O para o par R2-DMAc, já os demais conjuntos obtiveram eficiência exergética similares. O SRA₄/CO₂ teve uma eficiência exergética superior ao SRA₁/CO₂, mas existem estimativas iniciais associadas aos termos de vazões mássicas na corrente de saída do absorvedor que interferem na carga térmica do gerador e concentração da solução e consequentemente, em sua eficiência exergética. Além disso, a temperatura de saída do gerador da solução diluída (10) também interfere nas características do ciclo e esses fatos serão analisados nas próximas seções.

O SRA₂/CO₂ obteve o menor COP_{global} e a maior taxa de destruição de exergia, e conseqüentemente, a menor eficiência exergética dos conjuntos analisados, conforme observado nas Figuras 5.7, 5.12 e 5.14 e na Tabela 5.14. O SRA₁/CO₂ manteve-se como melhor conjunto da simulação do segundo cenário e entre os conjuntos HFCs-DMAc, o SRA₄/CO₂ destacou-se em relação ao COP_{global} e taxa de destruição de exergia. Além disso, sua eficiência exergética aproximou-se dos valores do primeiro cenário, mas existem outras variáveis, como vazão mássica na saída do absorvedor (7) e a temperatura da saída do gerador (10) que interferem no cenário e devem ser analisadas a fim de avaliar se esse ciclo apresenta uma eficiência exergética superior, mesmo após a manipulação de outras variáveis e a otimização do ciclo absorção-compressão.

As taxas de destruição de exergia concentraram-se nos equipamentos relacionados ao gerador e suas temperaturas de entrada e saída são determinantes para uma fonte térmica adequada ao sistema, interferindo no desempenho do ciclo. Dessa forma o próximo item trata do efeito da temperatura de saída do gerador (10) para cada conjunto analisado e sua relação com o desempenho termodinâmico do ciclo, assim como, a destruição de exergia nos equipamentos.

5.5 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) sobre o COP_{global}, COP_{SRA} e \dot{E}_{XD} .

Os efeitos da variação da temperatura de saída do gerador (10) no COP_{global} e no COP_{SRA} para os diferentes SRAs/VCC são ilustrados nas Figura 5.18 e Figura 5.19. As considerações adotadas, as concentrações da solução diluída na corrente (10) e valores de vazão mássica à saída do absorvedor (7) mantiveram-se iguais aos valores da seção anterior.

O estudo foi realizado em condições fixas de temperatura de condensação cascata (-2°C) e temperatura de evaporação (-45 °C) para o segundo cenário, que contempla os diferentes pares de SRAs.

O intervalo de temperatura à saída do gerador foi estudado entre 80 °C e 135 °C, comumente reportado na literatura. Os valores das concentrações das soluções concentradas na saída do absorvedor calculadas pelo simulador foram: 24,37 % (em massa) para o SRA₁, 22,53 % (em massa) para o SRA₂, 17,22 % (em massa) para o SRA₃ e 25,6 % (em massa) para o SRA₄. É importante destacar que o simulador, inicialmente, calculou uma temperatura para líquido saturado na corrente (10) para cada par, que foram utilizadas na análise anterior sobre temperatura de condensação cascata. Tais temperaturas são citadas na sequência:

- ✓ 135 °C para SRA₁/CO₂;
- ✓ 152,7 °C para o SRA₂/CO₂;
- ✓ 141,2 °C para o SRA₃/CO₂;
- ✓ 136,8 °C para o SRA₄/CO₂.

As temperaturas do líquido saturado da solução diluída para os HFCs-DMAc/CO₂ são maiores que a temperatura do SRA₁/CO₂, indicando que as temperaturas da fonte térmica para operar o ciclo com esses pares são superiores ao SRA₁/CO₂. Porém, manteve-se o intervalo de temperatura mencionado, anteriormente, para comparar o comportamento dos HFCs-DMAc com o SRA₁/CO₂ em relação em relação ao desempenho termodinâmico e às taxas de destruição de exergia dos casos analisados.

No primeiro cenário, a mudança de refrigerantes no VCC não impactou significativamente no COP_{global} COP_{SRA} e na taxa total de variação de exergia, como exibem as Figuras 5.16 e 5.17. O crescimento da temperatura de saída do gerador elevou o COP_{global} do ciclo para ambos os cenários, pois aumentou a temperatura de entrada do gerador (9) e reduziu proporcionalmente a carga térmica do gerador em cerca de 64 %, conforme mostra a Tabela 5.15.

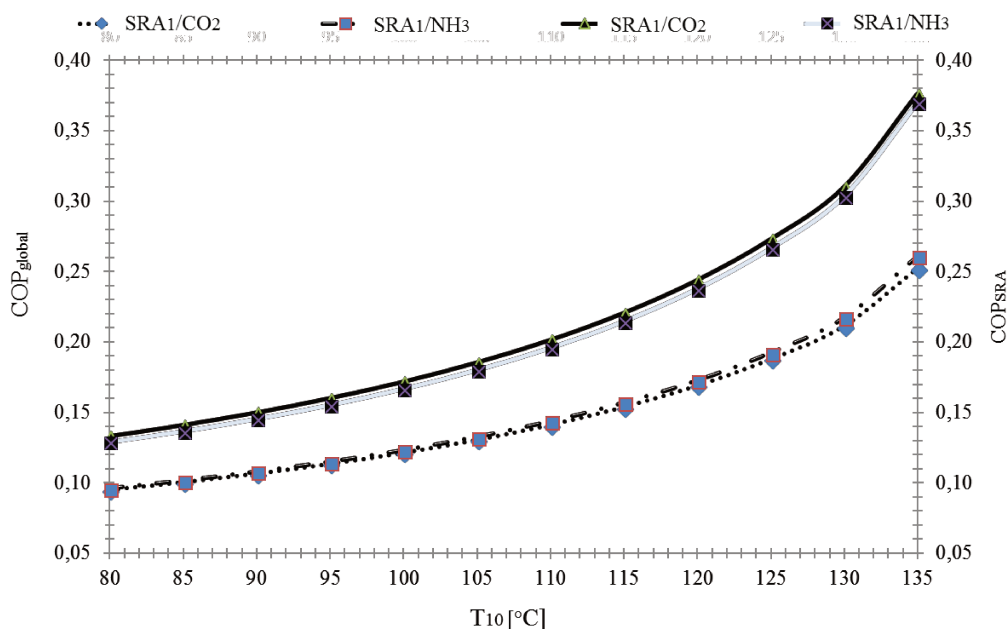


Figura 5.16 Efeito da Temperatura de Saída do Gerador (10) no COP_{global} e COP_{SRA}. (Primeiro cenário)

Cimist e Ozturk (2012) estudaram a temperatura de saída do gerador para os pares NH₃-H₂O e H₂O-LiBr no ciclo cascata absorção-compressão, concluindo que uma variação nessa temperatura geraria redução na carga térmica do gerador, aumentando o COP_{global} em torno de 34 %, e entre os pares mencionados pelos autores o H₂O-LiBr apresentou um

desempenho superior ao $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Avaliou-se o efeito da variação da temperatura de saída do gerador (10) em diferentes pares de SRA no segundo cenário.

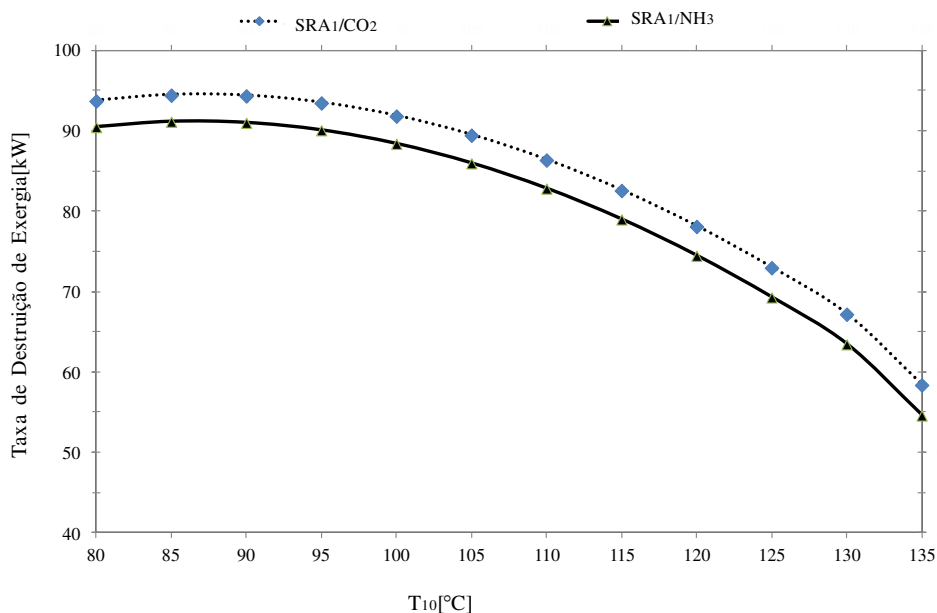


Figura 5.17 Efeito da Temperatura de saída do gerador (10) na \dot{E}_{XD} . (Primeiro Cenário).

O SRA_1/CO_2 apresentou valores de COP_{SRA} cerca de 75 %, 63 % e 50 % superior ao SRA_2/CO_2 , SRA_3/CO_2 e SRA_4/CO_2 , respectivamente, mantendo-se como o melhor conjunto da simulação para o ciclo absorção-compressão, como observa-se na Figura 5.19. O SRA_1/CO_2 obteve o melhor desempenho termodinâmico devido à sua menor temperatura de saturação de líquido saturado solução diluída (10), menor temperatura da solução concentrada (9), menor vazão mássica na saída do absorvedor (7) e conseqüentemente, menor carga térmica do gerador, como exhibe a Tabela 5.15.

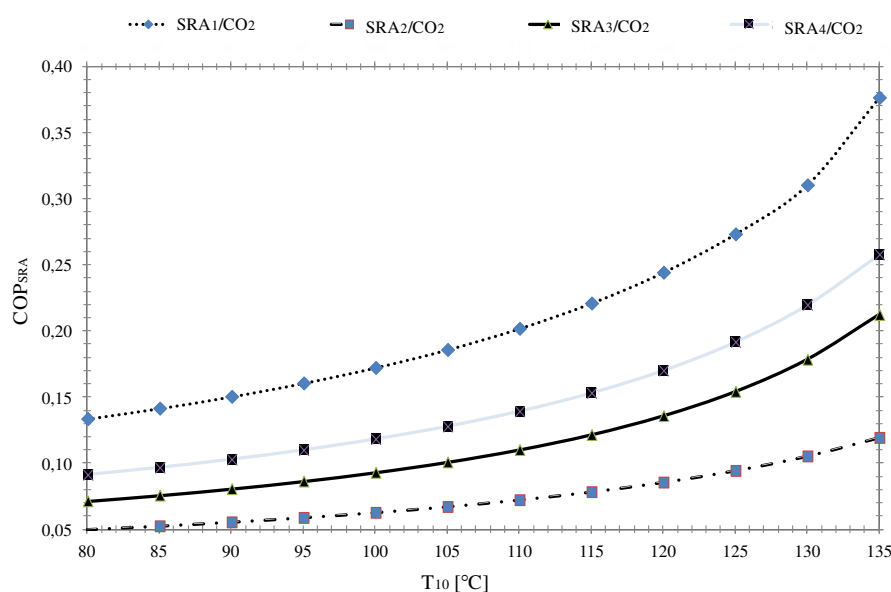


Figura 5.18 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) no COP_{SRA} para o segundo cenário.

Os COP_{SRA}s aumentaram em torno de 62% em todos os casos analisados devido ao aumento da temperatura na corrente de entrada do gerador (9) e, conseqüentemente, a redução na carga térmica do gerador, como mostrado na Figura 5.16 e Tabela 5.15.

Tabela 5-15 Carga Térmica no gerador e Temperatura da solução concentrada (9) na entrada do gerador.

Sistema	Q _{gerador} [kW]		Temperatura (9) [°C]		
	T ₁₀ [°C]	80	135	80	135
SRA ₁ /CO ₂		507,00	178,3	63,88	118,13
SRA ₂ /CO ₂		1353,66	554,97	65,23	119,96
SRA ₃ /CO ₂		947,74	314,46	64,94	118,85
SRA ₄ /CO ₂		735,55	247,74	63,81	115,58

No SRA₂/CO₂, ocorreu um aumento de 48,34 % no COP_{SRA} e 49,65 % no COP_{global} em função da elevação da temperatura na corrente (9) – entrada do gerador- de 65,23 °C para 119,96 °C ocasionando na redução de 52,23% da carga térmica necessária no gerador durante o aumento da temperatura da corrente (10). Os demais HFCs-DMAc/CO₂ comportaram-se de maneira semelhante em toda extensão da análise paramétrica, conforme exibido pela Tabela 5-15 , Figura 5.18 e Figura 5.19.

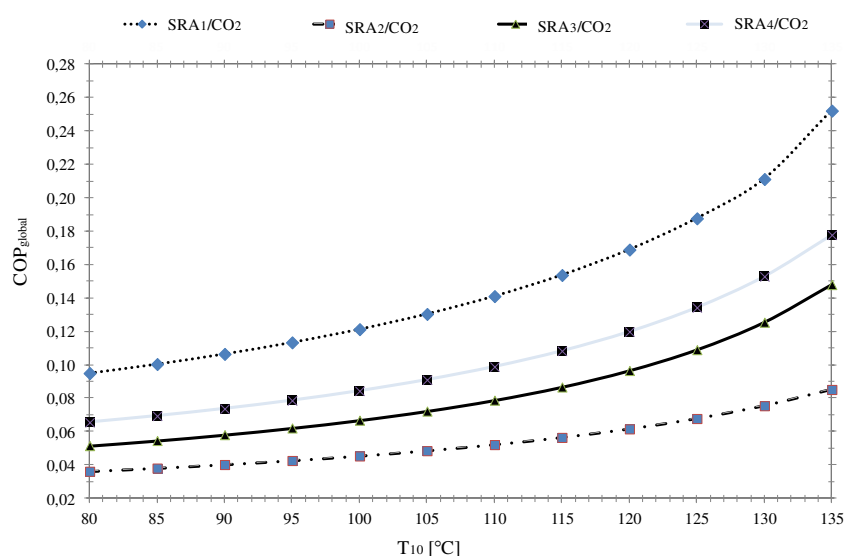


Figura 5.19 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) no COP_{global} para o segundo cenário.

O SRA_3/CO_2 apresentou valores próximos ao SRA_4/CO_2 em relação ao COP_{global} com uma diferença média de 21 % no intervalo de temperatura analisado. Porém, nenhum dos HFCs-DMAc atingiu um COP_{global} superior à 0,20, indicando que há necessidade de operar com os valores da temperatura de saturação, calculados pelo simulador e em faixas de vazões mássicas menores.

No intervalo considerado, as taxas de destruição de exergia reduziram-se proporcionalmente ao aumento do COP_{global} , demonstrando que o menor desempenho está associado à maior degradação da qualidade de energia no ciclo, como é possível observar na Figura 5.20.

Nota-se que o SRA_2/CO_2 obteve as maiores taxas de destruição de exergia no intervalo considerado, apresentando o mesmo comportamento da seção anterior. No SRA_2/CO_2 , a destruição total de exergia aumentou 1,5% de 80 °C até 90 °C e diminuiu 24%, na sequência, até atingir 135°C. No SRA_4/CO_2 a destruição de exergia aumentou 1,2% até 90 °C e diminuiu 63,11% até atingir 135 °C. Isso ocorreu devido ao aumento da taxa de destruição de exergia no TC-Solução e à redução da taxa de destruição de exergia no gerador.

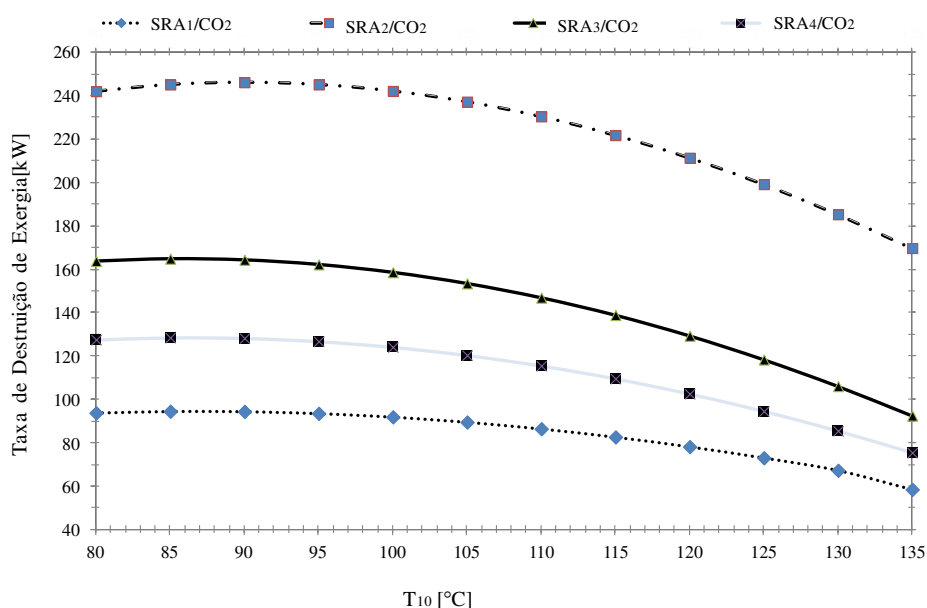


Figura 5.20 Efeito da temperatura de saída do gerador (10) na destruição de exergia total do ciclo.

O crescimento das diferenças finitas de temperatura no TC-Solução e da exergia específica nas correntes 9 e 10, conforme exibe a Tabela 5.16; e a redução da carga térmica do gerador, como visto na Tabela 5.15 causaram as mudanças observadas na taxa total de destruição de exergia, principalmente os efeitos no TC-Solução e no gerador. A eficiência exergética do ciclo absorção-compressão é apresentada na Tabela 5.17.

Tabela 5-16- Valores de DTLM e Exergia Específica no TC-Solução.

T ₁₄ [°C]	TC-Solução [°C] (ΔT_{DTLM})		Exergia específica (kJ/kg) Corrente [9]		Exergia específica (kJ/kg) Corrente [10]	
	80	135	80	135	80	135
SRA ₁ /CO ₂	15,50	16,53	11,46	54,17	20,70	74,41
SRA ₂ /CO ₂	14,71	14,83	12,10	45,41	14,32	28,89
SRA ₃ /CO ₂	14,92	15,14	5,70	26,65	9,86	35,75
SRA ₄ /CO ₂	15,54	16,80	5,24	23,62	9,60	34,26

Tabela 5-17 -Eficiência Exergética do segundo cenário.

Sistema	η (%)	
T ₁₀ [°C]	80	135
SRA ₁ /CO ₂	16,38	18,67

SRA ₂ /CO ₂	7,82	9,37
SRA ₃ /CO ₂	11,50	16,53
SRA ₄ /CO ₂	14,52	20,22

A baixa eficiência exergética no SRA₂/CO₂ foi consequência da elevada carga térmica no gerador e do limite de temperatura na corrente (10) de 135 °C, distante da temperatura calculada inicialmente pelo simulador de 152,7 °C. O SRA₄/CO₂ apresentou características próximas ao SRA₁/CO₂. Notou-se na Tabela 5.16 a proximidade nos valores de exergia específica do SRA₄ e SRA₃, o que explica porque os refrigerantes R152a e R134a - pertencentes aos pares - se apresentaram com desempenhos termodinâmico próximos, em determinadas condições impostas no ciclo.

A análise exergética do segundo cenário em relação à temperatura de saída do gerador complementou a análise energética do ciclo, pois apresentou que o ciclo pode alcançar menores taxas de destruição de exergia e melhorar sua eficiência, principalmente aos termos associados ao SRA, que interferiram significativamente nos valores de COPs. Sendo assim, uma otimização dessa variável pode proporcionar melhorias em relação ao desempenho do ciclo absorção-compressão, conforme será apresentado na seção 5.8.

Na tabela 5.15, observou-se a elevada carga térmica do gerador, relacionadas às condições de temperatura no gerador e de vazão mássica, implicando no baixo desempenho termodinâmico e baixa eficiência exergética do ciclo absorção-compressão. Dessa forma, foi necessário avaliar outras faixas de vazões mássicas para os SRAs na saída do absorvedor, proporcionando uma análise de novas concentrações da solução concentrada e da carga térmica do gerador, conforme será apresentado na próxima seção.

5.6 Efeito da Vazão Mássica na Saída do Absorvedor sobre COP_{global} e \dot{E}_{XD}

O impacto da variação dos valores de vazão mássica na saída do absorvedor (7) sobre o COP_{global}, COP_{SRA}, \dot{E}_{XD} e concentração da solução concentrada foi estudado fixando as seguintes variáveis: temperatura de evaporação (16) de -45 °C, temperatura de condensação cascata (14) de -2 °C e líquido saturado (titulação = 0) na saída do gerador (10). As demais condições foram semelhantes às descritas no Capítulo 4. A mudança de refrigerante do VCC não impacta na vazão mássica na saída do absorvedor, e por isso, os resultados para o primeiro cenário foram excluídos dessa seção.

Na simulação, determinou-se a concentração da solução diluída (10) na coluna *SHORTCUT* do simulador de processos, conforme explicado no Capítulo 4. Em função dos

graus de liberdade, para manipulação das variáveis de temperatura (10 e 14), foi necessário estimar valores intermediários de vazão mássica na saída do absorvedor (7) para realizar a varredura das faixas de temperatura descritas nas seções 5.3, 5.4 e 5.5 para todos os cenários. Essa estimativa foi realizada em duas etapas: primeiro, fixou-se faixas de concentrações da solução entre 20%-60 % ($> X_{10}$ em cada caso), comumente utilizada na literatura; exceto no SRA₃/CO₂ cuja concentração inicial foi 15 %; na sequência, estabeleceu-se valores intermediários de vazão mássica para realizar as simulações. O efeito da variação da vazão mássica sobre o ciclo absorção-compressão apresenta-se na Tabela 5.18 e Figuras 5.19 até 5.22.

Os valores calculados nas concentrações mínimas e máximas para cada conjunto da simulação são exibidos na Tabela 5.18. As vazões mássicas intermediárias de 5.000 kg/h para SRA₁/CO₂, 25.500 kg/h para o SRA₂/CO₂, 20.000 kg/h para o SRA₃/CO₂ e 17.000 kg/h no SRA₄/CO₂ foram utilizadas nas seções anteriores, pois permitem a varredura de todos os níveis de temperaturas em todos os cenários.

Tabela 5-18 Concentração e Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) para todos os cenários.

SRA_s/VCC	Concentração [% , em massa]	\dot{m}_7 [kg/h]	\dot{m}_7 [kg/s]	\dot{E}_{X_D} [kJ/s]	
SRA₁/CO₂	Mínimo	24	6.100	1,70	63,56
	Máximo	60	450	0,13	36,02
SRA₂/CO₂	Mínimo	20	57.248	15,90	194,60
	Máximo	60	2.248	0,63	36,94
SRA₃/CO₂	Mínimo	15	35.000	9,73	89,08
	Máximo	60	1.940	0,54	43,64
SRA₄/CO₂	Mínimo	20	64.580	17,93	176,13
	Máximo	60	3.280	0,91	24,03

Na simulação, estimativas de vazões mássicas menores (correspondentes às altas concentrações de refrigerante) equivalem às maiores concentrações de refrigerantes. Em concentrações elevadas, não ocorreu a completa absorção do refrigerante no absorvedor, em função das condições de pressão e temperatura, como é possível observar nos pontos iniciais de cada gráfico (maior inclinação dos pontos), conforme exibem as Figuras 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22.

O aumento da vazão mássica resultou na diminuição da concentração na solução em 25 % para o segundo cenário. Desconsiderando a região de formação de vapor na saída do absorvedor, esse aumento reduziu em 23 % o COP_{global} em função do aumento proporcional da carga térmica do gerador e conseqüentemente, a taxa total de destruição de exergia, como

ilustram as Figuras 5.12 e 5.13.

O SRA₁/CO₂ apresentou um COP_{global} superior cerca de 58 % no segundo cenário, conforme exibem as Figuras 5.19 até 5.22. Observa-se que todas as concentrações da solução concentrada variaram entre 20 % e 40 %, atingindo a condição de líquido saturado durante a variação da vazão mássica do segundo cenário.

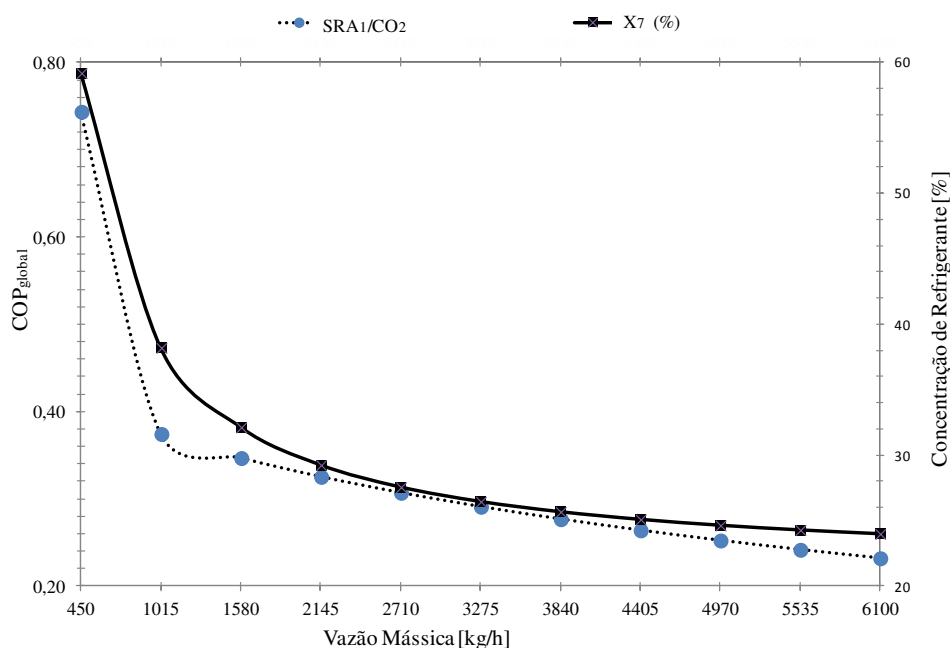


Figura 5.21 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP_{global} no SRA₁/CO₂.

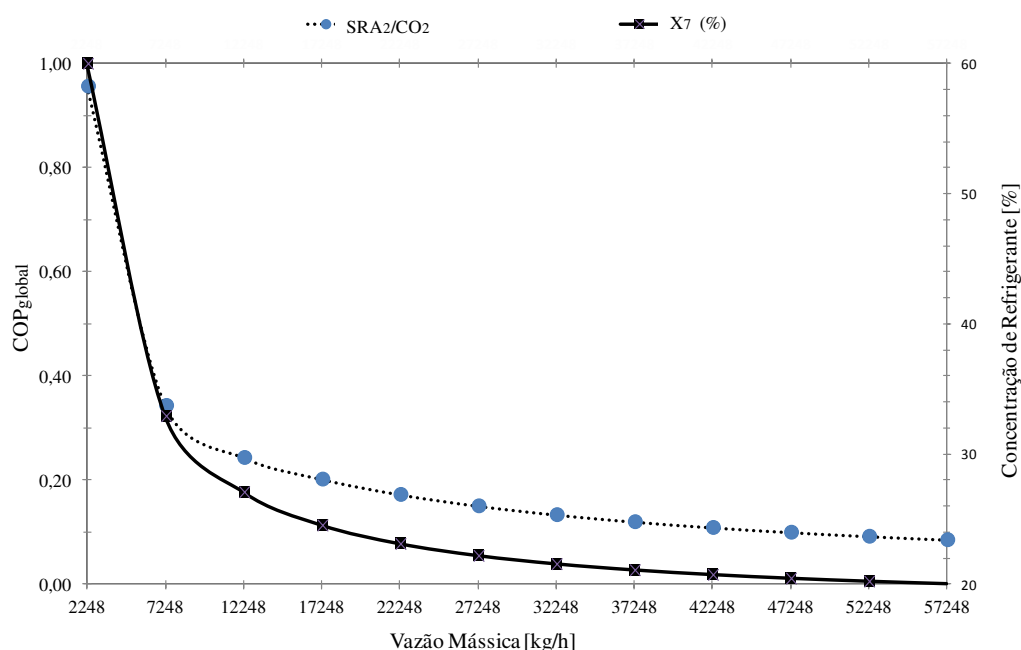


Figura 5.22 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP_{global} no SRA₂/CO₂.

O SRA₂/CO₂ apresentou os maiores valores de vazão mássica, e conseqüentemente,

menor COP_{global} , do segundo cenário, conforme visto nas seções anteriores e apresentado na Figura 5.20. O aumento na taxa de destruição de exergia, exibido na Tabela 5.18, impactou em uma diminuição de 31 % para 21 % na eficiência exergética em toda análise paramétrica, pois ocorreu o aumento da carga térmica do gerador.

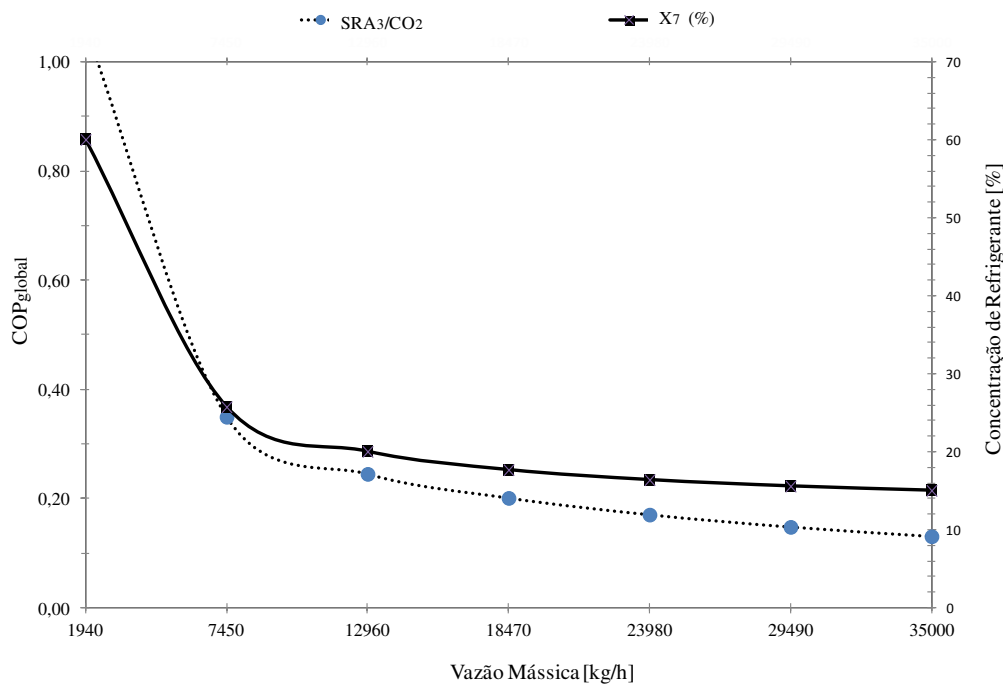


Figura 5.23 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP_{global} no SRA_3/CO_2 .

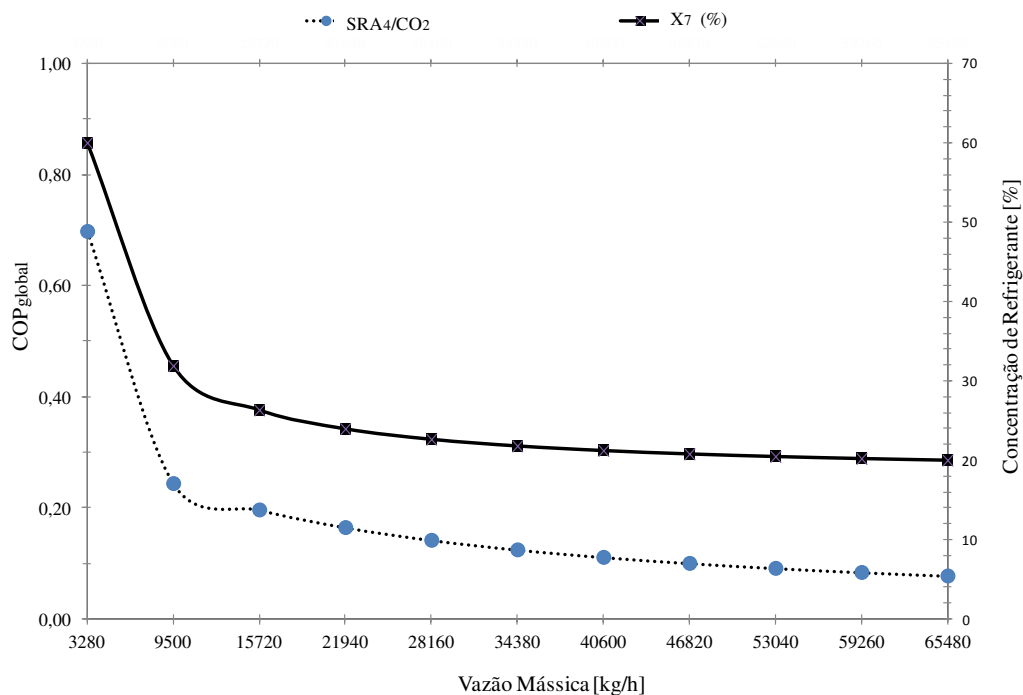


Figura 5.24 Efeito da Vazão Mássica na saída do absorvedor (7) sobre a concentração de refrigerante e COP_{global} no SRA_4/CO_2 .

O efeito sobre o COP_{global} em relação as mudanças de vazões mássicas (7) e, conseqüentemente, da concentração, também foi observado no estudo de Brown (2009), porém as soluções no absorvedor e gerador são variáveis. No estudo, a concentração aumentou 10% no absorvedor e ocorreu uma redução de 10% no gerador, demonstrando a relação proporcional entre a vazão mássica do sistema e a concentração da solução de refrigerante.

De modo geral, verificou-se que existe uma influência das variáveis de temperatura de condensação cascata (14), temperatura na saída do gerador (10) e na saída da vazão mássica no absorvedor (7) sobre os valores de COP_{global} , COP_{SRA} e $\dot{E}X_D$ do ciclo absorção-compressão e uma otimização combinando essas variáveis pode proporcionar uma melhoria na eficiência energética do ciclo, como será apresentado na seção 5.7.

5.7 Análise Paramétrica e Otimização dos cenários pelo COP_{global}

O caso base (SRA_1/CO_2) apresentado na análise paramétrica teve resultados satisfatórios quando comparados aos dados disponíveis na literatura em relação à validação, comportamento das variáveis, desempenho termodinâmico, distribuição das cargas térmicas e destruição de exergia.

No primeiro cenário, o SRA_1/NH_3 apresentou um melhor desempenho termodinâmico em função das propriedades termodinâmicas da amônia, mas tem restrições para utilização em temperaturas de evaporação baixas, como $-45\text{ }^\circ\text{C}$, e o SRA_1/CO_2 teve uma temperatura de descarga menor no compressor e uma melhor faixa de operação para temperatura de condensação e temperatura de evaporação de $-35\text{ }^\circ\text{C}$ e $-45\text{ }^\circ\text{C}$.

Em ambos os cenários, o COP_{global} e a eficiência exergética obtiveram baixos valores quando comparados à literatura do ciclo absorção-compressão. A manipulação das temperaturas de condensação cascata (14) e da saída do gerador (10), bem como a mudança na vazão mássica na saída do absorvedor (7) influenciaram tanto nas cargas térmicas, potência do compressor e da bomba, como nas taxas de exergia destruída e desempenho termodinâmico do ciclo. Isso demonstrou que essas variáveis são suscetíveis à otimização e quando combinadas podem trazer melhoria ao ciclo absorção-compressão.

A otimização do COP_{global} foi realizada pelo Método Box em função das variáveis apresentadas para os dois cenários. A confiabilidade do ponto ótimo resultante da simulação foi verificada pelo método iterativo, avaliando, se ao testar diferentes temperaturas inicialmente estimadas, estas convergiam ao final da iteração para os mesmos valores ótimos

de simulação.

No primeiro cenário, os valores inicialmente estimados foram 135 °C para a temperatura de saída do gerador (10), -2 °C para a temperatura de condensação cascata (14) e 3000 kg/h para a vazão mássica à saída do absorvedor (7) para o primeiro cenário da simulação. Os resultados da otimização para cada refrigerante no VCC e cada temperatura de evaporação são exibidos na Tabela 5.9.

Observou-se que para uma temperatura de -45 °C, o valor ótimo utilizando o refrigerante NH₃ teve uma temperatura de descarga superior ao estabelecido pela ASHRAE (2006), logo recomenda-se para essa temperatura, a utilização do CO₂ sob condições ótimas de operação.

Tabela 5-1 Resultados da Otimização do Ciclo pelo Método Box para o Primeiro Cenário.

VCC	CO ₂		NH ₃		CO ₂		NH ₃	
	Sem	Com	Sem	Com	Sem	Com	Sem	Com
	Otimização	Otimização	Otimização	Otimização	Otimização	Otimização	Otimização	Otimização
T₁₆ (°C)	-45	-45	-45	-45	-35	-35	-35	-35
T₁₄ (°C)	-2	1,34	-2	-0,1064	-2	-0,39	-2	0
T₁₀(°C)	135	135	85	135	135	135	135	135
m₇ (kg/h)	3000,00	1301,00	3000	1368	3000,00	1342,00	3000,00	1265,00
T₉(°C)	115,60	102,89	115,87	105,95	116,15	105,96	116,33	105,33
X₇	26,98	34,89	26,75	34,13	26,51	33,22	26,36	33,57
T₁₃ (°C)	68,48	76,74	131,61	139,11	48,09	51,97	92,44	99,98
Q_{ref} (kW)	144,00	118,95	140,12	105,04	136,14	110,67	133,54	106,66
COP_{global}	0,31	0,36	0,32	0,40	0,33	0,40	0,34	0,42
COP_{vcc}	2,79	2,49	3,29	3,13	4,03	3,77	4,70	4,40
COP_{SRA}	0,47	0,59	0,46	0,60	0,45	0,57	0,45	0,57
Ẇ(kW)	17,88	20,04	15,19	15,99	12,42	13,26	10,63	11,37
Ẋ_D(kW)	43,34	38,14	39,71	34,05	38,55	31,63	36,13	28,69
η(%)	27,10	29,11	28,66	31,04	25,56	29,31	26,68	31,17

Na temperatura de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, ambos os refrigerantes foram adequados, o SRA₁/NH₃ apresentou melhor desempenho termodinâmico e menor taxa de destruição de exergia. Com a otimização, o COP_{global}, COP_{vcc} (esse COP foi reduzido) e COP_{SRA} aumentaram 14%, reduziram 11% e aumentaram 20%, respectivamente, o ganho em relação ao desempenho termodinâmico diminuiu em 12% as taxas de destruição de exergia.

A carga térmica do gerador diminuiu 18%, a temperatura de entrada no gerador reduziu $12,71\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a concentração aumentou em média 23% reduzindo, proporcionalmente, a vazão mássica na saída do absorvedor (7) e, conseqüentemente, aumentando o COP_{SRA} em todo o cenário.

A nova distribuição da taxa de destruição de exergia nos equipamentos para os casos otimizados em uma temperatura de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ é exibida na Figura 1.1, na qual notou-se que as taxas de destruição diminuíram 68 % no trocador solução, 32 % no absorvedor e 77 % na válvula de expansão SRA_2, favorecendo o COP_{global} do ciclo.

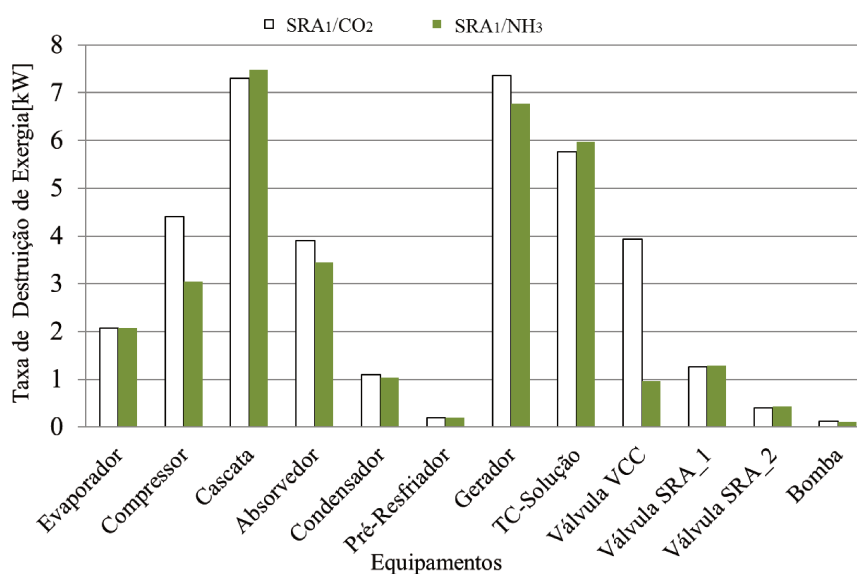


Figura 1.1 Distribuição da taxa de destruição de exergia nos equipamentos do ciclo otimizado para o primeiro cenário.

Nota-se na Tabela 5.19 e na Figura 5.25, que os refrigerantes no ciclo VCC alteraram o COP_{global} do ciclo, bem como as taxas de destruição de exergia. Logo, dependendo da temperatura de evaporação que o ciclo de baixa temperatura precisa operar, o refrigerante NH₃ ou CO₂ podem atender as restrições do ciclo ou melhorar seu desempenho.

No segundo cenário, os HFCs-DMAC/CO₂ foram otimizados pelo mesmo Método Box e comparados com o caso-base SRA₁/CO₂ já otimizado, em uma temperatura de evaporação de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$, conforme exibem as Tabelas 5.20 e 5.21.

A otimização do ciclo com HFCs/DMAC foi realizada pelo Método Box e comparada

com a otimização já realizada do SRA₁/CO₂ para uma temperatura de evaporação de -45 °C. Os resultados são apresentados na sequência.

No SRA₂/CO₂, o COP_{global} apresentou uma melhoria em torno de 73 % em relação ao valor inicial aproximando-se do desempenho termodinâmico do SRA₁/CO₂. O aumento do desempenho ocorreu devido à redução da vazão mássica na corrente (7), e conseqüentemente, o aumento da concentração do refrigerante (7); elevação da temperatura na saída do gerador (10) e o cálculo de uma temperatura ótima no condensador (14). As mudanças reduziram a carga térmica no gerador e as taxas de destruição de exergia proporcionando o melhor desempenho termodinâmico do ciclo.

Tabela 1-20 Resultados da Otimização no SRA₂/CO₂ para o segundo cenário.

SRA/VCC	SRA ₁ /CO ₂		SRA ₂ /CO ₂	
	Sem Otimização	Com Otimização	Sem Otimização	Com Otimização
T ₁₆ (°C)	-45	-45	-45	-45
T ₁₄ (°C)	-2	1,34	-2	9,28
T ₁₀ (°C)	135	135	135	152,7
m ₇ (kg/h)	3000,00	1301,00	25000	4544
T ₉ (°C)	115,60	102,89	119,96	104,86
X ₇ (%)	26,98	34,89	22,54	43,07
T ₁₃ (°C)	68,48	76,74	68,48	96,07
Q _{ref} (kW)	144,00	118,95	279,6	128,00
COP _{global}	0,31	0,36	0,085	0,32
COP _{vcc}	2,79	2,49	2,79	1,90
COP _{SRA}	0,47	0,59	0,12	0,58
Ẇ(kW)	17,88	20,04	15,19	26,21
Ẋ _b (kW)	43,34	38,14	167,10	49,92
η (%)	27,10	29,11	20,32	26,36

Um comportamento semelhante à otimização do SRA₂/CO₂ foi observado para os SRA₃/CO₂ e SRA₄/CO₂. Os valores de COP_{global} aumentaram em torno de 54 % e 33 %, respectivamente. As temperaturas de condensação são superiores à 0 °C, o que implica em altas temperaturas de evaporação no SRA demonstrando que esses pares podem ser utilizados em sistemas de absorção de simples efeitos para altas temperaturas de evaporação dependendo da carga térmica, pois apresentaram desempenhos elevados.

As concentrações na saída do absorvedor variaram entre 30 % e 40 % apresentando-se em média 42 % maior que os valores estimados na análise paramétrica. Todos os HFCs-DMAc atingiram valores semelhantes ao SRA₁/CO₂, o que demonstra que esses pares podem

substituí-lo caso necessário. Além disso, o SRA₃/CO₂ apresentou-se como uma melhor alternativa ao SRA₂/CO₂ e SRA₄/CO₂, pois entre os HFCs têm o menor GWP e obteve resultados satisfatórios na otimização, como observa-se na Tabela 5.21.

Tabela 1-21 Resultados da Otimização no SRA₃/CO₂ e SRA₄/CO₂ para o segundo cenário.

SRA/VCC	SRA ₃ /CO ₂		SRA ₄ /CO ₂	
	Sem Otimização	Com Otimização	Sem Otimização	Com Otimização
T ₁₆ (°C)	-45	-45	-45	-45
T ₁₄ (°C)	-2	10,07	-2	7,205
T ₁₀ (°C)	135	141,2	135	136,8
m ₇ (kg/h)	20000	4576	17000	4838
T ₉ (°C)	118,85	95,68	116,78	87,14
X ₇	17,23	36,10	24,86	44,22
T ₁₃ (°C)	68,48	97,96	68,48	91,06
Q _{ref} (kW)	314,45	125,59	231,00	145,1
COP _{global}	0,15	0,33	0,20	0,30
COP _{vcc}	2,79	1,85	2,79	2,04
COP _{SRA}	0,21	0,61	0,29	0,51
Ẇ(kW)	17,90	26,92	17,89	24,42
Ẃ _d	89,91	44,14	65,98	47,38
η (%)	18,90	31,30	23,15	27,96

A otimização resultou em uma nova distribuição na taxa de destruição de exergia nos equipamentos com os HFC-DMAc/CO₂, como é possível observar na Tabela 5.20. As taxas de destruição no TC-solução reduziram um média de 60 % nos casos analisados em função da redução da exergia específica das correntes de entrada e saída (9 e 10) e da diferença finita de temperatura no trocador. Os equipamentos com maiores taxas de destruição mantiveram-se entre o TC-solução (média de 25 % do total) e o gerador (média de 20 % do total), porém com valores menores, como observa-se na Figura 5.26.

A eficiência exergética aumentou em média 22 % para todos os cenários, como exibem as Tabelas 5.19 até 5.21. De modo geral, o ciclo cascata absorção-compressão teve condições favoráveis para sua utilização em baixas temperaturas de evaporação e a otimização favoreceu o COP_{global}, mas reduziu o COP_{vcc} que pode impactar negativamente no sistema, dependendo da aplicação. As temperaturas de condensação cascata foram elevadas, provocando a necessidade de avaliar outras configurações no ciclo de baixa temperatura, como: dois compressores e trocadores de calores internos para reduzir as pressões de projeto no compressor com refrigerante CO₂.

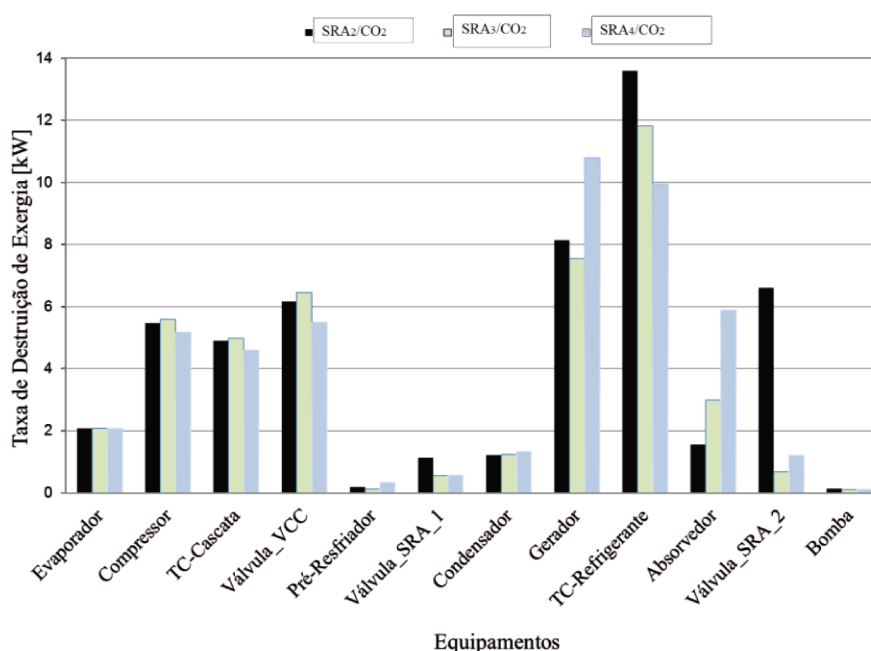


Figura 1.2 Taxa de Destruição de Exergia entre os HFCS/DMAcs. Otimizados.

A carga térmica no gerador diminuiu, porém, a temperatura necessária da fonte térmica ($T_{\text{fonte}} = T_{10} + 5, \text{ }^\circ\text{C}$) foi elevada, o que pode inviabilizar o uso do SRA no ciclo de alta temperatura, em função de aproveitar calores residuais disponíveis entre $90 \text{ }^\circ\text{C}$ e $120 \text{ }^\circ\text{C}$ (condensados de processo ou energia solar). Uma nova otimização foi realizada buscando avaliar a temperatura de $120 \text{ }^\circ\text{C}$ como limite da temperatura da fonte térmica e, conseqüentemente, restringir a temperatura à saída do gerador entre $80 \text{ }^\circ\text{C}$ e $115 \text{ }^\circ\text{C}$, avaliando o comportamento da otimização do ciclo. Os novos resultados são exibidos na Tabela 5.20.

Tabela 1-2 Nova Otimização com Restrição de $115 \text{ }^\circ\text{C}$ na Temperatura de saturação da solução fraca (10).

SRA/VCC	SRA1/CO2	SRA2/CO2	SRA3/CO2	SRA4/CO2
$T_{14} \text{ (}^\circ\text{C)}$	5,8	19,51	18,47	17,79
$T_{10} \text{ (}^\circ\text{C)}$	115	115	115	115
$m_7 \text{ (kg/h)}$	1028	3012	3220	3311
$T_9 \text{ (}^\circ\text{C)}$	84,91	66,07	67,83	63,67
X_7	39,22	58,13	48,66	58,40
$T_{13} \text{ (}^\circ\text{C)}$	87,58	120,3	117,8	116,2
$Q_{\text{ref}} \text{ (kW)}$	139,3	172,82	158,5	194,00
$\text{COP}_{\text{global}}$	0,31	0,23	0,26	0,22
COP_{vcc}	2,12	1,32	1,37	1,40
COP_{SRA}	0,52	0,50	0,54	0,44
$\dot{W} \text{ (kW)}$	23,31	38,00	36,47	35,52
$\dot{E}X_D \text{ (kW)}$	39,69	62,58	55,96	64,18
Eficiência Exergética (%)	30,91	22,56	25,75	22,55

A Tabela 5.20 demonstrou o resultado da otimização, considerando uma temperatura

máxima de 115 °C, com um valor inicial de 90 °C. É possível observar que o COP_{global} do SRA_1/CO_2 nessas condições ótimas de operação atingiu o mesmo valor que as condições normais (sem otimização) na análise paramétrica, indicando que atuar nas condições ótimas de operação com aproveitamento de calor residual pode ser inadequado.

De modo geral, os demais SRAs/VCC alcançaram valores próximos ao SRA_1 , mas esse se manteve com maior eficiência exergética e maior desempenho termodinâmico. O SRA_1/CO_2 e o SRA_3/CO_2 se apresentaram os melhores conjuntos em casos de aproveitamento de fontes térmicas de processo, gases de exaustão, água pressurizada até 120 °C. Porém, o VCC teve altas temperaturas de condensação cascata e novas configurações ou melhorias no ciclo podem gerar grande impacto econômico, inviabilizando o uso do ciclo cascata absorção-compressão.

Para uma melhor análise dessa questão, uma análise econômica preliminar por meio do *payback descontado* para o caso-base (SRA_1/CO_2) foi realizada e encontra-se no Apêndice II desse trabalho com o objetivo de contribuir com futuros estudos sobre a viabilidade econômica de operar esse ciclo.

Diante de todo conteúdo estudado, o capítulo 6 aborda as conclusões sobre cada cenário da análise paramétrica e sua otimização.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No presente trabalho, foram realizadas simulações e análises do desempenho termodinâmico do ciclo cascata absorção-compressão com diferentes pares no SRA e refrigerantes no VCC, com o objetivo de estudar um ciclo alternativo de menor consumo de energia elétrica e que opere com diferentes refrigerantes, menos nocivos ao meio ambiente. Especificamente, estudaram-se os refrigerantes naturais NH_3 e CO_2 no ciclo VCC e os pares $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, R32-DMAc, R152a-DMAc e R134A-DMAc no SRA. Para todos os cenários analisados, as seguintes variáveis foram fixadas: temperaturas de condensação e de absorção no SRA iguais à $35\text{ }^\circ\text{C}$, a eficiência isentrópica de 75% para o compressor e para a bomba, temperatura na corrente (11) de $50\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura na corrente (3) de $30\text{ }^\circ\text{C}$ e a capacidade térmica de refrigeração de 50 kW .

A simulação do ciclo foi realizada no software Aspen Hysys[®] V.8.4 e o pacote termodinâmico selecionado para representar as grandezas dos fluidos de trabalho foi a EOS-PRSV. As validações das propriedades termodinâmicas e dos ciclos SRA/VCC foram realizadas por meio de comparação com os dados da literatura, e na sequência, realizou-se a análise paramétrica do ponto de vista energético e exergético. O $\text{COP}_{\text{global}}$, COP_{SRA} , COP_{VCC} e as taxas de destruição de exergia foram quantificados em função da temperatura de evaporação (16), temperatura de condensação cascata (14) e temperatura da solução diluída saturada (10). Adicionalmente, analisaram-se a vazão mássica do absorvedor (7) e o seu impacto no ciclo, e outros parâmetros, como: a influência na eficiência exergética, razão de circulação da solução, concentração do refrigerante, razão de compressão e os valores das pressões na região de baixa pressão no SRA.

A análise do desempenho termodinâmico evidenciou que o aumento na temperatura de condensação cascata (14) provocou a redução do $\text{COP}_{\text{global}}$ e o aumento da temperatura de saída do gerador (10), aumentou o $\text{COP}_{\text{global}}$ do ciclo. A variação da vazão mássica na saída do absorvedor (7) alterou a concentração de refrigerante, variando a concentração da solução concentrada entre 20% - 40% , na região de líquido saturado na saída do absorvedor (7). Elevadas vazões, inicialmente estimadas, resultaram em baixos valores de desempenho e baixas concentrações da solução concentrada, enquanto valores menores de vazões promoveram altos valores de desempenho e elevadas concentrações. Em elevadas concentrações não ocorreu a completa absorção no absorvedor em função das condições de temperatura e pressão na corrente, formando vapor saturado e, conseqüentemente,

inviabilizando a operação do ciclo. Esse fato, demonstrou a necessidade de otimizar o valor de vazão mássica para alcançar condições favoráveis ao bom desempenho termodinâmico, associado às temperaturas de condensação cascata e de saída do gerador.

O trabalho foi dividido em dois cenários. O primeiro cenário avaliou o comportamento do ciclo em função da mudança do refrigerante CO_2 por NH_3 no VCC por meio da manipulação das variáveis de temperatura de evaporação (16), temperatura de condensação cascata (14), temperatura de saída do gerador (10) e vazão mássica na saída do absorvedor (7) no ciclo absorção-compressão. O segundo cenário avaliou-se a mudança do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no SRA para os pares HFCs-DMAc, abrangendo as variáveis mencionadas, exceto a temperatura de evaporação que foi fixada em $-45\text{ }^\circ\text{C}$.

No primeiro cenário, observou-se que o SRA_1/NH_3 superou em 20 % e 11 % o caso-base (SRA_1/CO_2) em relação ao COP_{vcc} e o $\text{COP}_{\text{global}}$, respectivamente, durante o aumento da temperatura de condensação cascata. Em ambos os casos ocorreu a diminuição do desempenho termodinâmico do ciclo, com o aumento da temperatura de condensação cascata. Na análise de Segunda Lei, as taxas de destruição exérgica aumentaram com o aumento da temperatura. O SRA_1/NH_3 diferenciou-se do SRA_1/CO_2 em valores menores que 10 % nas diferenças de taxas de destruição, essas concentraram-se nos seguintes equipamentos: trocador de calor solução e absorvedor. Essa mínima diferença apresentada entre os dois fluidos ocorreu, pois, as destruições concentraram-se, em sua maioria, no ciclo SRA em função da elevada exergia específica nas correntes com mistura refrigerante -absorvente e as diferenças finitas de temperatura.

Ainda no primeiro cenário, observou-se que a mudança na vazão mássica na saída do absorvedor provocou impactos semelhantes no SRA_1/CO_2 e SRA_1/NH_3 , uma vez que as mudanças dos refrigerantes no VCC não alteraram a vazão total do SRA. O aumento da vazão mássica reduziu a concentração da solução concentrada no SRA e o $\text{COP}_{\text{global}}$, aumentando a taxa total da destruição de exergia.

A variação na temperatura do gerador provocou alterações semelhantes no SRA_1/CO_2 e SRA_1/NH_3 , como no caso anterior, reduzindo em 64 % a carga térmica no gerador gerando o aumento proporcional no $\text{COP}_{\text{global}}$. Na análise de Segunda Lei, a eficiência exérgica variou de 15 % até 20 %, enquanto a Taxa de Destruição de Exergia reduziu cerca de 40 %.

A toxicidade e o elevado capital inicial de investimento (Silva, 2013) são fatores que limitam a utilização de amônia em ciclos de refrigeração. Sendo assim, estudar o desempenho de ciclos com refrigerantes já existentes no mercado com baixo e médio índice de GWP,

como o R134a, R152a e R32 favorece a ampliação de uso de ciclos alternativos e menor consumo de energia elétrica, sendo uma alternativa para atender os aspectos regulamentares atuais para redução de refrigerantes de alto GWP em circulação. Dessa forma, o segundo cenário buscou estudar o comportamento dos HFCs-DMAc como par no SRA em cascata com o CO₂ no VCC, a fim de avaliar o comportamento desses refrigerantes como alternativa ao NH₃-H₂O, na temperatura de evaporação de -45 °C.

No segundo cenário, o caso-base manteve-se em média 25 % superior aos casos analisados em relação ao COP_{SRA} e 24 % superior em relação ao COP_{global} durante o aumento da temperatura de condensação cascata. O aumento da temperatura reduziu cerca de 17 % o desempenho termodinâmico global em todos os casos analisados, sendo desfavorável ao ciclo. O SRA₃/CO₂ e o SRA₄/CO₂ apresentaram desempenhos semelhantes, o que identifica o R152a como potencial substituto ao R134a em aplicações com maiores limitações de GWP para os HFCs, e do SRA₁/CO₂ em locais com restrições de amônia. O SRA₂/CO₂ obteve o menor desempenho termodinâmico e altas pressões de operação em relação aos outros pares da simulação, sendo da ordem de 2000 kPa a região de alta pressão no SRA (gerador, condensador, pré-resfriador), apresentando-se como um fator limitante à sua aplicação no ciclo cascata de absorção-compressão.

Na análise de Segunda Lei, a maior taxa de destruição exergética concentrou-se no trocador de calor solução, para condições fixas de operação, representando uma média de 45 % do total na taxa de destruição de exergia nos equipamentos em todos os casos analisados, semelhante ao primeiro cenário. A elevação da temperatura de condensação cascata provocou o aumento na taxa de destruição exergética total em função do aumento nas diferenças finitas de temperatura nos equipamentos trocador de calor solução (30%) e absorvedor (30%) e a elevação da exergia específica da solução concentrada na entrada do gerador e redução da exergia específica na saída do TC-solução da solução diluída.

A variação na temperatura de saída do gerador aumentou o desempenho termodinâmico em todos os casos analisados, porém o caso-base manteve-se em média 62 % superior em relação ao COP_{SRA} e 52 % maior em relação ao COP_{global}. Durante a análise paramétrica, notou-se que as temperaturas de líquido saturado das soluções diluídas dos HFCs/DMAc são superiores às do SRA₁/CO₂ impactando na análise paramétrica, por isso, na otimização liberou-se essa variável para atingir a temperatura de saturação calculada pelo simulador. O comportamento da vazão mássica foi semelhante ao primeiro cenário.

Na análise de Segunda Lei, a maior taxa de destruição exergética observada foi no

SRA₂/CO₂ apresentando-se cerca de 70 % maior que o caso-base com uma eficiência exergética menor que 10 %, evidenciando como um conjunto inadequado para o ciclo absorção-compressão.

De modo geral, as variações observadas em função das variáveis manipuladas evidenciaram que essas foram passíveis de otimização dos cenários. Utilizou-se o Método Box (ferramenta *Optimizer* no simulador) na otimização do ciclo, que aumentou o desempenho termodinâmico em 10 % e reduziu a destruição de exergia em 12 % para os cenários. No primeiro cenário, mesmo após a otimização, foi recomendável manter o SRA₁/CO₂ em uma temperatura de evaporação de -45 °C, pois o SRA₁/NH₃ apresentou valores elevados de temperatura de descarga ultrapassando os valores estabelecidos pela ASHRAE(2006) e para uma temperatura de evaporação mais alta, de -35 °C, o SRA₁/NH₃ pode ser utilizado, caso não haja restrições quanto a toxicidade de NH₃.

Em ambos os cenários, observou-se uma melhoria em torno de 42 % no COP_{global} e uma redução proporcional na taxa de destruição de exergia, causada pela redução da vazão mássica na saída do absorvedor (7) /aumento da concentração de refrigerante, aumento da temperatura na saída do gerador (10) e aumento na temperatura de condensação no trocador de calor cascata (14). Os melhores resultados dessa otimização são exibidos na Tabela 6.1 para todos os fluidos estudados.

Tabela 6-1 – Melhores resultados do primeiro e segundo cenário.

Ciclo	SRA ₁ /NH ₃	SRA ₁ /CO ₂	SRA ₂ /CO ₂	SRA ₃ /CO ₂	SRA ₄ /CO ₂
Fluidos	NH ₃ -H ₂ O/NH ₃	NH ₃ -H ₂ O/CO ₂	R32-DMAc/CO ₂	R152a-DMAc/CO ₂	R134a-DMAc/CO ₂
T₁₆ (°C)	-35			-45	
T₁₄ (°C)	0	1,34	9,28	10,07	7,20
X₇ (%)	33,57	34,89	43,07	36,10	44,22
T₁₀ (°C)	135	135	152,7	141,2	136,8
COP_{global}	0,42	0,36	0,32	0,33	0,30
Ẃ_D(kW)	28,69	38,14	49,92	44,14	47,38

Após a otimização, um problema foi observado, os pontos ótimos de temperatura no gerador são superiores a 120 °C, o que não permite o uso de calores residuais ou água quente pressurizada como fonte térmica, necessitando de níveis elevados de recuperação de calor. Sendo assim, uma nova otimização foi testada limitando a temperatura de saída do gerador para 115 °C. A nova otimização demonstrou que os valores de COP_{global} dos HFCs-DMAc foram inferiores a 0,30, mas o SRA₃/CO₂ manteve-se como o melhor conjunto de trabalho entre eles.

Com o objetivo de contribuir com futuras análises econômicas desse ciclo e complementar a análise paramétrica, realizou-se uma análise econômica preliminar (Apêndice II) comparando o caso-base (SRA₁/CO₂) com o ciclo cascata NH₃/CO₂ nas mesmas condições

iniciais ($Q_e=50$ kW, $T_{14}=-2$ °C, $T_{10}=135$ °C). A análise baseada no *payback descontado* mostrou que para uma carga de refrigeração de 50 kW, conforme outros trabalhos já publicados na literatura, têm um *payback* superior a 20 anos e sua aplicação é inviável. Para capacidade térmica maior, cerca de 150 kW, o *payback descontado* foi de 6 anos, o uso do ciclo absorção-compressão. Porém, recomenda-se uma análise econômica mais aprofundada, considerando a otimização termoeconômica para cargas iguais ou superiores a 150 kW.

De modo geral, conclui-se que a simulação, análise paramétrica e otimização foram efetivas para alcançar os objetivos propostos no presente trabalho. O Aspen Hysys® e o Microsoft Excel 2007® serviram de modo satisfatório como ferramenta computacional para investigação das variáveis operacionais sobre os parâmetros de interesse no ciclo absorção-compressão e a otimização apontou as melhorias no sistema de forma eficaz.

Para trabalhos futuros, sugerem-se os seguintes temas:

- Realizar uma análise termoeconômica mais aprofundada no ciclo cascata absorção-compressão;
- Comparar outros ciclos termodinâmicos com o ciclo absorção-compressão a fim de determinar a faixa ideal de temperatura de evaporação que ele pode ser utilizado;
- Analisar o desempenho termodinâmico e a taxa de destruição exergética trabalhando com outros pares refrigerante/absorvente, como por exemplo, as Hidrofluorolefinas (HFOs)/Solventes no ciclo SRA do absorção-compressão;
- Realizar e avaliar a simulação com um ciclo de cogeração para analisar a influência dos diversos parâmetros da fonte térmica do ciclo SRA no absorção-compressão.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUILAR, Eli., 2010. **Modelagem Térmica da Coluna de Destilação de um ciclo de refrigeração por absorção amônia/água**. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP.
- ANDRADE, T. **Otimização de Ciclos de Refrigeração para produção de liquefação de Gás Natural Liquefeito**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.
- ASPENTECH, Thermodynamics and HYSYS V.8.4, 2015.
- ASPEN SIMULATION WORKBOOK, Microsoft Excel, 2007.
- ARAÚJO, H. V. **Simulação e Análise do Desempenho Termodinâmico de Sistemas de Refrigeração por absorção com diferentes configurações**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, 2013.
- ARIVAZHAGAN, S.; MURUGESAN, S. N.; SARAVANAN, R.; RENGANARAYANAN, S. Simulation studies on R134a—DMAC based half effect absorption cold storage systems. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 11-12, p. 1703–1713, jul. 2005.
- ARORA, A.; E KAUSHIK, S.C. Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404 e R507A. **International Journal of Refrigeration**, v.31, p. 998-1005, 2008.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook of Refrigeration**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2006.
- BABILONI, A.M.; MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH R. Recent Investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact. **International Journal of Refrigeration**, v.82, p. 288-301, 2017.
- BALESTERI, J.; **Geração de Energia Sustentável**, Editora UNESP, 2014.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal Design and Optimization**. John Wiley & Sons, 1996.
- 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.
- BOX, M.J. A new method of constrained optimization and a comparasion with other methods. **The Computer Journal**, v.8, p. 42-45, 1965.
- BRAGA, **Viabilidade econômica da separação de uma mistura de ácido acético e acetato de n-butila por destilação e estudos iniciais sobre o uso da pervaporação**, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de São Paulo, 2014.
- BROWN, A. **Improved thermal energy utilization trough coupled and cascaded cooling cycles**. Ms.Sc. Thesis, School of Engineering, Geogia Institute of Technology, Georgia, 2009.
- BRUCKNER, S.; LIU, S.; MIRÓ, L.; RADSPIELER, M.; CABEZA, L.; LAVEMMAN, E. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. **Applied Energy**, v.151, p.157-167, 2015.

- CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; CATALÁN, J.; ANDRÉS, L.; TORRELLA, E. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants. **Applied Thermal Engineering**, v.110, p. 972-984, 2017.
- ÇENGELY.A.; BOLES M. A., **Termodinâmica**. 5. Ed. São Paulo: McGraw-Hill,2006
- CEPCI – **Economic Indicators**. Disponível em:<www.chemengonline.com/pci>. Acesso em: 18 dez. 2017.
- CIMSIST, C.; OZTURK, I.T. Analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycles. **Applied Thermal Engineering**, v.40. p. 311-317, 2012.
- Cleto, L.T., **Aplicações de CO₂ como fluido refrigerante no setor de refrigeração industrial. Uso de fluidos naturais em refrigeração e ar condicionado** – Publicação Técnica, Ministério do Meio Ambiente, p.9-17, 2008.
- COLONNA, P.; GABRIELLI S. Industrial trigeneration using ammonia-water absorption refrigeration system (AAR). **Applied Thermal Engineering**, v.23, n.4, p. 381-396, 2006.
- COLORADO D.; RIVERA, W. Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration. **Applied Thermal Engineering**, v.87, p. 273-285, 2015.
- DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2. ed. John Wiley & Sons, 2010.
- DIXIT, M.; KAUSHIK, S.C; ARORA A. Energy and Exergy Analysis of absorption-compression cascade refrigeration systems. **Journal of Thermal Engineering**, v.2., n.6, p. 995-1006, 2016.
- DOPAZO, J.A; FERNÁNDEZ-SEARA, J. – Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing applications. *International Journal of Refrigeration*, v.34, p.257-267, 2011.
- DVOSKIN, N. **Thermodynamic Equilibrium of New Organic Mixtures for absorption heat pumps cycles**. Master's thesis, Ben-Gurion University of the negev, Beer Sheva, Israel, 2004.
- ELETRORBRAS. **Dicas de Economia e Energia Por Setor e Consumo**-Eletrobras,2016.
- Modeling the high pressure ammonia-water system with WATAM and the Peng-Robinson Equation of State for Kalina Cycle Studies. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v.37, p.1644-1650, 1998.
- EPE - **Consumo Mensal de Energia Elétrica por Classe (regiões e subsistemas -2004-2017)** - Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro, 2017.
- EZICK, R.M.; DONAHEY, G.P.; HOLSINGER M. Modeling the high pressure ammonia-water system with WATAM and the Peng-Robinson Equation of State for Kalina Cycle Studies. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, v.37, p.1644-1650, 1998.
- FÁBREGA, FRANCINE DE MENDONÇA. **Otimização Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração do Processo de Produção de Etileno e Propileno**. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2010.
- FERNANDEZ, SEARA J.; SIETES, J.; VÁZQUEZ, M. Compression-absorption cascade refrigeration system.**Applied Thermal Engineering**, v.26, p. 502-512, 2006.

- HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**. 1. ed. CRC Press, 1996.
- JAIN, V.; SACHDEVA G.; KASHHWAHA S.S. Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system. **Energy Conversion and Management**, v.75, p. 685-700, 2013.
- JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KASHHWAHA, S.S. Performance analysis of vapour compression-absorption cascaded refrigeration system with undersized evaporator and condenser. **Journal of Energy South Africa**, v. 25, n.4, p.23-36,2014.
- JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KASHHWAHA, S.S. Thermodynamic modelling and parametric study low temperature vapour compression-absorption system based on modified Gouy-Stodola equation. **Energy**, v.79, p. 407-418, 2015.
- JELINEK, M.; BORDE, I. Single and double-stage absorption cycles based on fluoro-carbon refrigerants and organic absorbents. **Applied Thermal Engineering**, v.18, p.765-771,1998.
- JING, X.; DENG, R.; ZENG, D. Measurement and correlation of isothermal vapor-liquid equilibrium of Fluoroethane + N, N- Dimethylacetamide, Fluoroethane + N – Methyl-2-pyrrolidone, and 1,1,1,2 -Tetrafluoroethane + N, N-Dimethylacetamide Systems. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v.58, n.11, p.3289-3296, 2013.
- KAIROUANI, L.; NEHDI, E. Cooling Performance and energy saving of a compression-absorption refrigeration system assisted by geothermal energy. **Applied Thermal Engineering**, v.26, p. 288-294,2006.
- KHAN, M. N.; KHAN, M. M. A comparative study of refrigerants R12, R134a, R407 e R717 for vapour compression refrigeration system. **International Journal of Advance Research In Science And Engineering**, v. 4, n.1,2015.
- LEE, T. S.; LIU, C.; CHEN, T. 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.
- LI, X.; ZHENG, D.; SHEN Y.; MENG X.; BOYU L. Vapor-liquid equilibria of difluoromethane + N, N-dimethylacetamide, difluoromethane + dimethylether diethylene glycol and 1,1 -difluoroethane + dimethylether diethylene glycol systems. **Fluid Phase Equilibria**, v. 347, p. 15 -21, 2013.
- LINDE INDUSTRIAL GASES. - **Retrofit Guide. From CFCs to HCFCs to HFCs-refrigeration**. Disponível em: <<http://www.linde-gas.com.br/>>. Acesso em: 18 dez. 2017.
- MESSINEO; A. R744-717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with HFC two-stage System. **Energy Procedia**. v.14, p. 56-65, 2012.
- MENG, X.; ZHENG, D.; XINRU, L.; SHEN, Y. Isothermal Vapor-Liquid Equilibrium Measurements of 1,1- Difluoroethane + N,N-Dimethylformamide and N,N-Dimethylacetamide. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v.58, p. 1078-1085, 2013.
- MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics: SI version**. 5. ed. John Wiley & Sons, 2006.
- MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Plano Brasileiro de Eliminação de HCFCs – 2016**.
- MOSAFFA, A.H.; FARSHI, L. G.; FERREIRA, C.A.I.; ROSEN, M.A. 2016. Exergoeconomic systems equipped with different types of flash tank intercoolers. **International Journal Refrigeration**, v.117, 2016.

Napoleão, D. **Determinação da Entropia de mistura amônia-água para aplicações em processos de refrigeração**, Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, 2003.

NASCIMENTO, N.R. **Simulação e Análise do Desempenho Termodinâmico de Sistemas de Refrigeração por Absorção com diferentes configurações**. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, 2011.

NETO, R. **Análise Técnica e econômica do aproveitamento energético do calor residual em motores de combustão interna usando o ORC**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 2016.

PATEL, B.; KACHHWAHA, S.S.; MODI, B. Thermodynamic Modelling and Parametric Study of a Two Stage Compression-Absorption Refrigeration System for Ice Cream Hardening Plant. **Energy Procedia** 109, p. 190 -202, 2017.

PE2000®- Software Phase Equilibra, 2000.

PERRY, R. H.; GREEN, D. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 6. ed. McGraw-Hill, 1987.

SÀNCHEZ, D.; LLOPIS, R.; CABELLO, R.; GIL, J.; ANDRÉS L. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO₂) cascade refrigeration system: Energy impact Analysis. **Internacional Journal of Refrigeration**, v. 73, p.183-199, 2017.

SANZ-KOCK, C.; LLOPIS, R.; SANCHEZ, D.; CABELLO, R; TORELLA, E. Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**, v.73, p.41-50, 2014.

SILVA, **Aplicação de amônia em sistemas de refrigeração industrial**, 1 ° ed. Senai-SP, São Paulo, 2013.

SILVA, H. Protocolos de Montreal e Kyoto: pontos em comum e diferenças fundamentais. **Revista Brasileira de Política Internacional**, vol.52, núm.2, 2009, p.155-172 – ISSN:0034-7329 – Brasília, Brasil, 2009.

SMITH, J. M.; NESS, H. C. VAN; ABBOTT, M. M. **Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics**. 7. ed. McGraw-Hill, 2005.

SUN; D. – Comparasion of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ AND NH₃-NASCN Absorption Refrigeration Systems. **Energy Conversion and Management**, v.39, n.5-6, p. 357-368, 1998.

SUN, J.; FU, L. ZHANG, S. A review of working fluids of absorption cycles. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.16, p.1889-1906, 2012.

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.

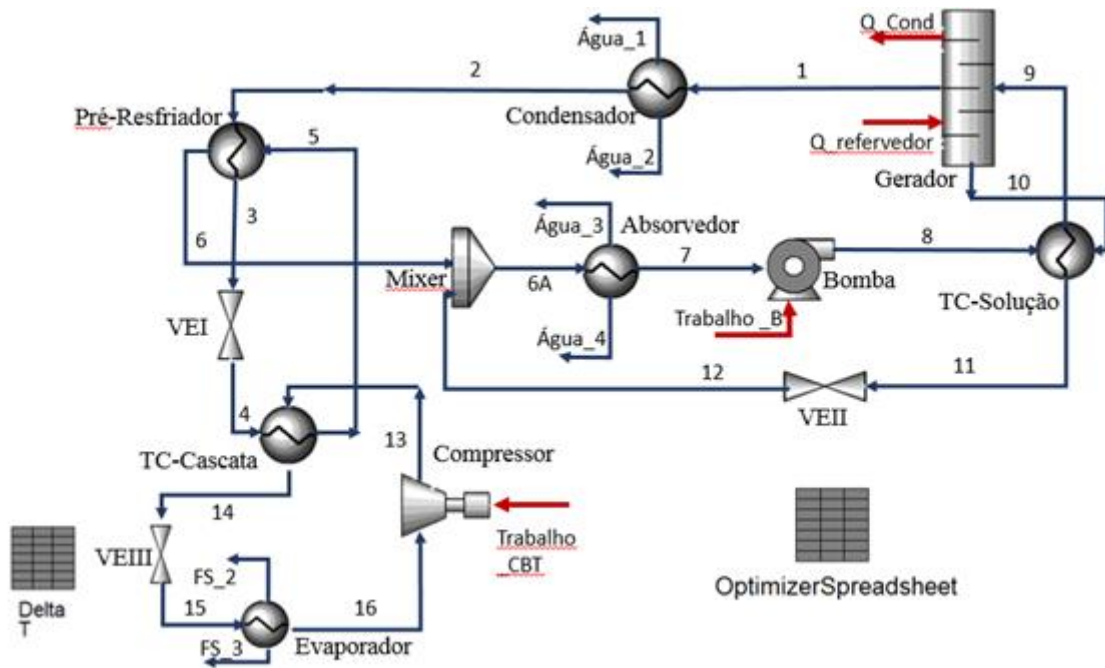
TILLNER, Roth R.; FRIEND, D. Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture {Water+Ammonia}. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**.v.27, p. 45-61, 1998.

TURTON R., BAILIE R. C., WHITING W. B., SHAEIMITZ J. A. **Synthesis and Design of Chemical Processes**. 3ª Edição, 2008.

WALL, G. Optimization of refrigeration machinery. **International Journal of Refrigeration**, v. 14, p. 336-340, 1990.

ZEHOUA, R.; COQUELET, C.; MENAI, AH. P-T-x Measurements for 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (R134a) + N, N-Dimethylacetamide (DMA) e N-Methyl-2-pyrrolidone (NMP). **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 61, p. 912-919, 2013

APÊNDICE I – Ciclo de Absorção- Compressão no Simulador



APÊNDICE II – Análise Econômica Clássica

I. Metodologia da Análise Econômica

A análise econômica teve como base as equações de custo de Turton (2008, *Apud* Neto, 2016) com os valores atualizados pelo índice CEPCI (do inglês, “Chemical Engineering Plant Cost Index), que é um índice adimensional que atualiza, anualmente, o custo capital relacionado às fábricas de produtos químicos. A verificação da viabilidade econômica na implantação do ciclo cascata absorção-compressão proposto, tem como objetivo contribuir para o estudo futuro desse ciclo visando sua real implantação. O estudo foi realizado nas seguintes etapas:

- Validação do o ciclo tradicional cascata operando com os refrigerantes NH₃ no circuito de alta temperatura e o CO₂ no circuito de baixa temperatura.
- Modelagem das equações de custo dos equipamentos baseadas no livro de Turton (2008) e estudo de Neto (2016).
- Simulação dos ciclos de refrigeração;
- Determinação das dimensões dos equipamentos e características principais para os cálculos;
- Cálculo do investimento inicial para cada equipamento e o consumo de energia elétrica;
- Cálculo do payback simples e *payback* descontado considerando uma taxa de atratividade (TMA) de 15 %, inflação média anual de 5,29 % e manutenção inicial de 5 % do valor de investimento inicial para diferentes cargas de refrigeração do ciclo combinado;
- Avaliação da viabilidade econômica.

II. Equações de Custo

a. Custo de Investimento dos equipamentos

O método do “Bare Module Cost” é um dos mais utilizados quando a cotação de preços de equipamentos reais não está disponível ou é de difícil acesso. Ele leva em

consideração as despesas diretamente ligadas ao projeto, despesas indiretas e taxas de engenharia. (Braga, 2014)

O custo de investimento dos equipamentos foi calculado pela Equação 1. O C_p é o custo de compra do equipamento e é obtido a partir dos parâmetros de capacidade ou tamanho do equipamento pela Equação 2 e o F_{BM} é o fator que leva em consideração o material, o qual foi fabricado o equipamento. O resultado da Equação C_{BM} é o custo de investimento total, que leva em consideração todos os aspectos do dispositivo. (Neto,2016)

$$C_{BM} = C_p^0 \cdot F_{BM} \quad (1)$$

$$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10}(A) + K_3 \cdot [\log_{10}(A_2)]^2 \quad (2)$$

O C_p utiliza as constantes K 's obtidas por correlações entre o tipo de equipamento e sua capacidade ou tamanho, como ilustra a Tabela 3.1. Os cálculos de F_{BM} foram realizados pelas Equações 3 e 4. Os coeficientes “B’s”, “FM” e “Fp são constantes referentes ao tipo de dispositivo, o fator de material para cada equipamento e o fator de pressão.

Para aqueles que não possuem fatores de pressão os cálculos de F_{BM} foram realizados diretamente por tabelas ou gráficos inseridos no livro de Turton (2008). As Tabelas 1 e 2 ilustram os valores utilizados para os cálculos das constantes.

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_p \quad (3)$$

$$F_p = C_1 + C_2 \cdot \log(P) + C_3 \cdot [\log(P)]^2 \quad (4)$$

Tabela I. Constantes para a estimativa de Custo pela Equação 2.

Constantes					
Equipamento	Descrição	K1	K2	K3	Capacidade/Tamanho
Trocadores de Calor	Tubo em U	4,1884	-0,2503	0,1974	10-1000(m ²)
Equipamento	Descrição	C ₁	C ₂	C ₃	Capacidade/Tamanho
Absorvedor	Tubo em U	0	0	0	P <6 bar
Evaporador	Tubo em U	0,03881	-0,11272	0,08183	6 < P <141 bar
Cascata	Tubo em U	0,03881	-0,11272	0,08183	7 < P <141 bar
Pré-Resfriador	Tubo em U	0,03881	-0,11272	0,08183	8 < P <141 bar
TC-refrigerante	Tubo em U	0,03881	-0,11272	0,08183	9 < P <141 bar

Fonte: Turton,2008

Tabela II Constantes para a estimativa de Custo pela Equação 3.

Constantes					
Equipamento	Descrição	B ₁	B ₂	FM	Capacidade/Tamanho
Trocadores de Calor	Tubo em U	1,74	1,55	1	10-1000(m ²)

Fonte: Turton, 2008

Para os cálculos do custo de trocadores de calor estimou-se as áreas dos trocadores pelo parâmetro UA calculado pelo simulador de processos Aspen HYSYS®, considerando os valores de U exibidos da Tabela III. E o cálculo do gerador foi realizado considerando o volume mínimo da torre de destilação de 3 m³ para todas as cargas térmicas.

O volume da torre foi considerado 3 m³ para atender o limite de aplicação da equação e o cálculo do custo da torre é composto pelo número de estágios e volume da torre.

$$F_p = C_1 + C_2 \cdot \log(P) + C_3 \cdot [\log(P)]^2 \quad (5)$$

Tabela III. Constante global de transferência de calor para estimativa dos trocadores.

	U (BTU/h-ft ² -F)	U [W/(m ² ·K)]
Condensador	100	567,82
Pré-Resfriador	100	567,82
Condensador/Cascata	100	567,82
Evaporador	100	567,82
Absorvedor	100	567,82
TC-Refrigerante	60	340,7

Fonte: Perry, 1987.

O custo total dos equipamentos foi calculado pela Equação 6 e atualizado pela Equação 7. Na Equação 6 aplicou-se o conceito do CEPCI, que atualiza o valor de 2001 do CEPCI₂₀₀₁ = 397 (Turton et al. 2008) para o ano CEPCI₂₀₁₅ = 556,8.

$$Custo_{total,2001} = \sum C_i \quad (6)$$

$$Custo_{2015} = Custo_{2001} \cdot \frac{CEPCI_{2014}}{CEPCI_{2001}} \quad (7)$$

cálculo do *payback* simples foi realizada pela diferença de investimento entre os equipamentos e a economia de energia elétrica como exibe a Equação 8. O *payback* descontado do ciclo combinado em comparação com o ciclo cascata foi realizado pela Equação 9, sendo o investimento calculado pelas equações anteriores. A receita gerada é a economia de energia elétrica e o custo refere-se à manutenção do sistema.

$$[\textit{Payback simples}] = \frac{\textit{Investimento}}{\textit{Economia de Energia Elétrica}} \quad (8)$$

$$[\textit{Payback descontado}] = -\textit{Investimento} + \sum_{j=1}^t \frac{\textit{Receita} - \textit{Custo}}{(1+i)^j} \quad (9)$$

resultados da análise econômica preliminar são apresentados no próximo item.

III. Resultados da Avaliação Econômica

b. Validação do ciclo convencional cascata

A validação do ciclo cascata convencional, operando com o refrigerante NH₃ no circuito de alta temperatura e CO₂ no circuito de baixa temperatura, foi validado a partir de Jain *et al.* (2015) e apresentando um desvio menor que 10 %, como ilustra a Tabela III.1.

Tabela III.1 Validação de dados do ciclo NH₃/CO₂.

	Aspen Hysys®	Jain <i>et al.</i> (2015)	Desvio Relativo [%]
COP	1,29	1,31	1,53
Trabalho CAT [kW]	85,13	84,00	1,35
Trabalho CBT [kW]	50,45	49,40	2,13

A validação dos ciclos e fluidos utilizados foram realizadas para garantir a reprodução dos dados presente na literatura e comparar os custos de investimento nos equipamentos e gastos com energia elétrica no ciclo absorção-compressão e o ciclo VCC convencional.

c. Resultados da Análise Paramétrica

No intervalo de temperatura apresentado no ciclo SRA₁/CO₂, o ciclo NH₃/CO₂ tem desempenho termodinâmico no VCC 87 % maior no ciclo de alta temperatura e um desempenho igual no ciclo de baixa temperatura. A taxa total de destruição de exergia do ciclo convencional foi 51% menor que o ciclo cascata absorção-compressão e a eficiência exergética no ciclo convencional foi de 35 % até 40 % e de 25 % até 27% do ciclo cascata. O ciclo convencional teve desempenho superior ao cascata em termos de COP_{global} e eficiência exergética.

d. Resultados da Análise Econômica Clássica

A análise econômica foi realizada considerando a temperatura de condensação de -2°C e uma temperatura de evaporação de -45°C , comumente usada em sistemas de refrigeração em cascata e nas condições ótimas de operação.

O cenário analisado extrapolou os dados para 8400 h de operação no ano, considerando um sistema que precisa ser constantemente refrigerado e a tarifa considerada para análise econômica foi de U\$ 97,12 /MW.h, uma inflação média de 5,29 % anual (média dos últimos 10 anos, 2017), taxa de atratividade de 15 %, custo com manutenção de 5 % e vida útil do equipamento de 20 anos.

O investimento inicial do ciclo cascata tradicional para a carga de refrigeração para 50kW foi de US\$292.341,00 e do ciclo cascata foi de US\$432.843,00, resultando em um *payback* descontado superior a 20 anos e o *payback* simples de 10 anos, no ponto ótimo de operação e nas condições iniciais da análise paramétrica. Sendo assim, realizou-se um novo cálculo para uma carga de refrigeração de 150 kW com as mesmas condições iniciais da análise paramétrica e o *payback* simples resultou em 4 anos, como exhibe a Figura II.1, e o *payback* descontado em 6 anos.

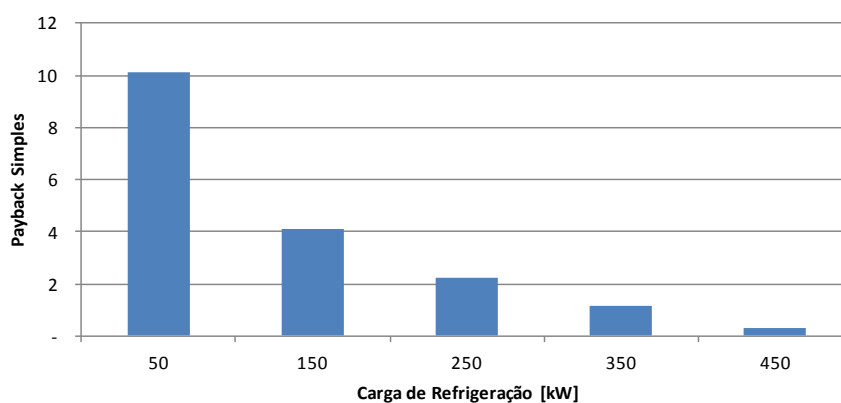


Figura II.1- *Payback Simples* para o primeiro cenário.

O ciclo cascata absorção-compressão é inviável economicamente para uma carga de refrigeração de 50 kW, pois a complexidade do ciclo e o custo do investimento não justificam sua aplicação uma vez que o período de retorno de investimento é superior a 5 anos, tecnologias de refrigeração e bombas de calor são consideradas viáveis no setor industrial em um *payback* máximo de 5 anos, conforme citado pelos autores Brunckner *et al.* (2015). Para cargas térmicas superiores a 150 kW, o ciclo cascata absorção-compressão pode ser de grande atratividade para futuras aplicações na área de sistemas de refrigeração.