



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

– Mestrado

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA DE UM SHOPPING CENTER

por

Renata Portela de Abreu

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para a obtenção do grau de mestra em Engenharia Mecânica*

João Pessoa – Paraíba

Fevereiro, 2021

RENATA PORTELA DE ABREU

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA E DE EMISSÕES
DE GASES DE EFEITO ESTUFA DO SISTEMA DE
ÁGUA GELADA DE UM SHOPPING CENTER**

Dissertação de Mestrado apresentada ao curso de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal da Paraíba, em cumprimento
às exigências para obtenção do Grau de Mestra em
Engenharia Mecânica.

Orientadora: Prof.^a Dra. Monica Carvalho

Coorientador: Prof. Dr. Adriano da Silva Marques

João Pessoa-Paraíba

Fevereiro, 2021

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

A162a Abreu, Renata Portela de.

Análise termoeconômica e de emissões de gases de efeito estufa do sistema de água gelada de um shopping center / Renata Portela de Abreu. - João Pessoa, 2021.
89 f. : il.

Orientação: Monica Carvalho.

Coorientação: Adriano da Silva Marques.

Dissertação (Mestrado) - UFPB/PPGEM.

1. Refrigeração - termoeconomia. 2. Impactos ambientais - redução. 3. Modelo UFS. 4. Modelo H&S. 5. Avaliação de Ciclo de Vida. I. Carvalho, Monica. II. Marques, Adriano da Silva. III. Título.

UFPB/BC

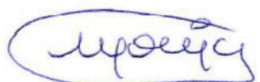
CDU 629.5.048.78(043)

**ANÁLISE TERMoeCONômICA E DE EMISSÕES DE
GASES DE EFEITO ESTUFA DO SISTEMA DE ÁGUA
GELADA DE UM SHOPPING CENTER**

por

RENATA PORTELA DE ABREU

Dissertação aprovada em 24 de fevereiro de 2021



Profa. Dra. MONICA CARVALHO
Orientadora – UFPB



Prof. Dr. ADRIANO DA SILVA MARQUES
Co-orientador – UFRPE



Prof. Dr. JOÃO ALVES DE LIMA
Examinador Interno – UFPB



Prof. Dr. JOSÉ JOAQUIM CONCEIÇÃO SOARES SANTOS
Examinador Externo – UFES

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela minha saúde e resiliência, que me fizeram ser capaz de concluir mais uma etapa da minha vida.

Aos meus pais, Mara Viviane e Robert, por sempre acreditarem no meu potencial, apoiarem todas as minhas decisões, e por todo amor e confiança. Amo muito vocês!

À minha sobrinha e afilhada, Maria Cecília, que me deu uma motivação ainda maior para a realização deste trabalho.

Aos meus irmãos Luiz Henrique e Robert Jr., pelo apoio e incentivo em todas as situações, pela nossa amizade e por sempre estarem ao meu lado.

Agradeço ao meu namorado, Victor, pelo incentivo diário, compreensão, parceria e pelas incontáveis contribuições dadas neste trabalho. Você foi fundamental durante este mestrado, assim como é na minha vida. Joyzinha também!

Às minhas cunhadas, Carol e Natália, pela amizade e torcida de sempre. Aos meus familiares, por sempre torcerem por mim. E ao meu sogro, Francisco, e minha sogra, Helandra, por de longe, sempre terem mandado afeto e incentivo.

Agradeço aos meus amigos do bandipas e da vida por sempre estarem ao meu lado, mesmo com a distância, nos momentos tristes e felizes. Quem é, sabe.

Agradeço também ao engenheiro Germano Pordeus e ao prof. Atílio Lourenço, pelas indispensáveis contribuições e grande apoio para a realização deste trabalho. E aos professores e colaboradores do PPGEM, por toda a dedicação e auxílio. Também, agradeço aos membros da banca José Joaquim Santos e João Lima, pelas inúmeras e valiosíssimas contribuições dadas a este trabalho.

Agradeço a minha orientadora, Monica Carvalho, e coorientador, Adriano Marques, pelos ensinamentos dados e discussões enriquecedoras, além de toda a dedicação em me orientar durante todo o trabalho. E, por fim, ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq, pelo apoio financeiro, sem o qual esta pesquisa não teria sido possível.

ANÁLISE TERMoeCONômICA E DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA DO SISTEMA DE ÁGUA GELADA DE UM SHOPPING CENTER

RESUMO

A crescente conscientização mundial sobre a redução dos impactos ambientais de sistemas térmicos está levando ao aumento da demanda por equipamentos mais eficientes e ambientalmente amigáveis. Neste contexto, a Termoeconomia possui um papel importante, já que torna possível investigar como a energia e os recursos se degradam e como minimizar o consumo energético de sistemas térmicos. Esta disciplina tem sido combinada com a Avaliação de Ciclo de Vida (ACV) para se obter informações cruciais sobre formação de impactos ambientais nesses sistemas. Desta forma, este trabalho aplica os métodos UFS (energia interna, trabalho de fluxo e entropia) e H&S (entalpia e entropia) combinados, e a ACV para uma análise termoeconômica e de emissões de gases de efeito estufa, de um sistema de água gelada destinado à climatização de um *shopping center*. Inicialmente o objeto de estudo foi descrito, por meio de coletas de dados. Em seguida, o comportamento termodinâmico do sistema foi avaliado e os dados coletados foram validados. A análise termoeconômica se iniciou com o cálculo dos fluxos internos, definição de insumos e produtos e descrição do diagrama produtivo. Depois, os custos termoeconômicos foram calculados, assim como os ambientais. Para isso, foram calculadas as emissões ao longo do ciclo de vida dos equipamentos. Consistência foi verificada na análise, já que os resultados não violam a Segunda Lei da Termodinâmica. Os trocadores de calor apresentaram comportamento termoeconômico eficiente. E verificou-se um custo monetário total de R\$ 1,2595, e ambiental de 0,8186 kg CO₂-eq, para cada MJ de energia térmica retirada da água que é armazenada. É importante explicitar que este trabalho, para além de fornecer resultados do ponto de vista de engenharia, teve como contribuição disseminar a aplicação de abordagens termoeconômicas alternativas em sistemas de refrigeração.

Palavras-chave: Modelo UFS, Modelo H&S, Avaliação do Ciclo de Vida, Refrigeração.

THERMOECONOMIC AND GREENHOUSE GAS EMISSIONS ANALYSIS OF THE CHILLED WATER SYSTEM IN A SHOPPING MALL

ABSTRACT

The growing awareness about the need to reduce the environmental impact of energy systems motivates searches for more efficient and eco-friendlier equipment. In this context, Thermoeconomics plays a vital role, as it makes it possible to investigate how energy and resources degrade and to minimize the energy consumption of thermal systems. This discipline has been combined with the Life Cycle Assessment (LCA) to provide crucial information on the environmental impacts in productive systems. In this way, this work applies a combination of the UFS and H&S methods and the LCA for the thermoeconomic and greenhouse gases emissions analyses of a chilled water system in a shopping mall. Initially, the object of study was described. Then, a thermodynamic analysis was performed to assess the system's behavior and validate the collected data. The thermoeconomic analysis started with the determination of internal flows, definition of inputs and products and description of the productive structure. Then, the exergetic and monetary costs were determined. It was also possible to obtain the environmental costs. For that, it was necessary to determine the emissions over the life cycle of the components, through an LCA. Consistency was verified in the thermoeconomic analysis since its results are in accordance with the Second Law of Thermodynamics. The heat exchangers showed efficient thermoeconomic behavior. And then, there was a total monetary cost of R\$ 1.2595, and environmental cost of 0.8186 kg CO₂-eq, for each MJ of thermal energy taken from the water that is stored. It is important to emphasize that besides providing results from an engineering perspective, this work had the contribution of disseminating the application of alternative thermoeconomic approaches in refrigeration systems.

Keywords: UFS model, H&S model, Life Cycle Assessment, Refrigeration.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	17
INTRODUÇÃO	17
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO.....	17
1.2 MOTIVAÇÃO	19
1.3 OBJETIVOS.....	19
1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	20
CAPÍTULO II.....	21
FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1 TERMOCONOMIA.....	21
2.1.3 Modelos H&S e UFS	27
2.2 AVALIAÇÃO AMBIENTAL.....	32
2.2.1 Avaliação do Ciclo de Vida (ACV)	33
2.3 ESTADO DA ARTE.....	36
2.3.1 Termoeconomia para análise de desempenho e diagnóstico de falhas	37
2.3.2 Equipamentos dissipativos e abordagens alternativas	40
2.3.3 Análise exergoambiental/ambiental de sistemas de refrigeração.....	41
CAPÍTULO III	44
MATERIAL E MÉTODOS.....	44
3.1 OBJETO DE ESTUDO.....	44
3.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	49
3.2.1 Análise energética.....	51
3.2.2 Análise exergética	54
3.3 ANÁLISE TERMOCONÔMICA	57
3.4 ANÁLISE DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA	61
CAPÍTULO IV	65
RESULTADOS E DISCUSSÃO	65

4.1	ANÁLISE TERMODINÂMICA.....	65
4.1.1	Análise energética.....	65
4.1.2	Análise exergética.....	67
4.2	ANÁLISE TERMOECONÔMICA	69
4.3	ANÁLISE DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA	73
CAPÍTULO V		75
CONCLUSÃO		75
REFERÊNCIAS		78

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Definições de produto e insumo.....	25
Figura 2.2 – Fases de uma ACV.....	35
Figura 2.3 – Exemplo de relação entre indicadores midpoint e endpoint.....	36
Figura 3.1 – Central de Água Gelada em estudo.....	44
Figura 3.2 – Esquema da CAG do <i>shopping</i>	45
Figura 3.3 – Tanque de água gelada do objeto de estudo.....	46
Figura 3.4 – Indicadores dos sensores (a) e esquema de divisão (b) do tanque.....	46
Figura 3.5 – Diagrama físico de um sistema de resfriamento de água.	47
Figura 3.6 – Visor de monitoramento e controle do <i>chiller</i>	48
Figura 3.7 - Análise do Sistema de Água Gelada no software EES.....	50
Figura 3.8 – Volumes de controle do evaporador (a) e do condensador (b).....	52
Figura 3.9 – Balanço de exergia aplicado ao compressor.....	55
Figura 3.10 – Balanço de exergia aplicado ao condensador.....	55
Figura 3.11 – Balanço de exergia aplicado ao dispositivo de expansão.....	56
Figura 3.12 – Balanço de exergia aplicado ao evaporador.....	56
Figura 3.13 – Balanço de exergia aplicado à torre de resfriamento.....	56
Figura 3.14 – Balanço de exergia aplicado à bomba.....	56
Figura 3.15 – Diagrama produtivo do conjunto estudado.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Dados coletados no visor do <i>chiller</i>	48
Tabela 3.2 – Propriedades conhecidas dos fluxos.....	51
Tabela 3.3 – Insumos e produtos de cada componente.....	57
Tabela 3.4 – Balanços de custos exergéticos para cada componente.....	59
Tabela 3.5 – Balanços de custos monetários para cada componente.....	59
Tabela 3.6 – Dados econômicos dos componentes.....	60
Tabela 3.7 – Fatores de importância para os componentes do <i>chiller</i>	60
Tabela 3.8 – Balanços de custos ambientais dados em emissões de GEE.....	61
Tabela 3.9 – Composição material dos chillers.....	62
Tabela 3.10 – Composição material das torres de resfriamento.....	62
Tabela 3.11 – Composição material das bombas.....	63
Tabela 3.12 – Trajetos e distâncias percorridos pelos componentes avaliados.....	63
Tabela 4.1 – Propriedades dos fluxos de R134a e água do conjunto do <i>chiller</i> 1.....	65
Tabela 4.2 – Propriedades dos fluxos de ar da torre de resfriamento do <i>chiller</i> 1.....	66
Tabela 4.3 – Fluxos de massa de R134a e ar para cada conjunto em estudo, em kg/s.....	66
Tabela 4.4 – Valores de desempenho dos <i>chillers</i> em estudo.....	67
Tabela 4.5 – Exergia específica (e_y) dos fluxos de cada conjunto de <i>chiller</i> , em kJ/kg.....	68
Tabela 4.6 – Taxa de destruição de exergia ($\dot{E}_{D,x}$) dos equipamentos, em kW.....	68
Tabela 4.7 – Taxas de custo, $\dot{Z}_x$, dos equipamentos, em R\$/s.....	67
Tabela 4.8 – Fluxos internos do ciclo de refrigeração de cada conjunto, em kW.....	69
Tabela 4.9 – Fluxos internos do circuito de resfriamento de cada conjunto, em kW.....	70
Tabela 4.10 – Insumos e produtos dos equipamentos de cada conjunto, em kW.....	70
Tabela 4.11 – Razões produto- insumo (η) dos equipamentos de cada conjunto.....	71
Tabela 4.12 – Comportamento dos valores D_{IP} de das torres de resfriamento.....	71

Tabela 4.13 – Custos exergéticos unitários dos produtos dos equipamentos, em kJ/kJ.....	72
Tabela 4.14 – Custos monetários unitários dos produtos dos equipamentos, em R\$/MJ...	72
Tabela 4.15 – Emissões de GEE associadas a cada equipamento.....	73
Tabela 4.16 – Emissões de GEE associadas a cada componente do <i>chiller</i>	74
Tabela 4.17 – Taxa de emissões, $\dot{Y}_x$ [kg CO ₂ -eq/s], associadas a cada equipamento.....	74
Tabela 4.18 – Emissões unitárias dos produtos dos equipamentos, em kg CO ₂ -eq/MJ.....	74

LISTA DE SÍMBOLOS

Latinos

k	Custo exergético
c	Custo monetário
m	Fluxos de massa e/ou energia
n	Subsistemas
A	Matriz de incidência
E_P	Produto
E_F	Insumo
E_L	Perda
I	Irreversibilidade
$\dot{C}$	Taxa de custo associada ao fluxo exergético
$\dot{E}$	Fluxo exergético
$\dot{Z}$	Taxa de custo de aquisição, operação e manutenção
CRF	Fator de recuperação de capital
Z_x^{CI}	Preço de aquisição do equipamento
t_a	Taxa anual de juros
v_u	Vida útil em anos
op	Total de horas anuais de operação
$\dot{C}_{D,x}$	Taxa de custo de destruição de exergia do componente x
r_x	Diferença relativa de custo do componente x
f_x	Fator exergoeconômico do componente x
$c_{F,x}$	Custo monetário do insumo do componente x
$c_{P,x}$	Custo monetário do produto do componente x

$\dot{E}_{D,x}$	Taxa de destruição de exergia do componente x
$\dot{E}_{L,x}$	Taxa de perda de exergia do componente x
U	Energia interna
F	Trabalho de fluxo
S	Entropia
B_i^Q	Exergia química
T	Temperatura
P	Pressão
v	Volume específico
u	Energia interna específica
s	Entropia específica
J	Fluxo produtivo U, F ou S
D_{IP}	Diferença insumo-produto
y	Emissão específica de CO ₂ -eq
$\dot{Y}_x$	Taxa de emissão de CO ₂ -eq associada ao ciclo de vida do equipamento x
$\dot{W}_{COMP}$	Trabalho elétrico do compressor
$\dot{W}_{BOMBA}$	Trabalho elétrico da bomba
$\dot{W}_{TORRE}$	Trabalho elétrico da torre de resfriamento
$\dot{m}$	Vazão mássica
UR	Umidade relativa
h	Entalpia específica
g	Aceleração da gravidade
V	Velocidade
z	Altura relativa
$\dot{W}$	Fluxo de trabalho
$\dot{Q}$	Fluxo de calor
COP	Coefficiente de performance
$\dot{Q}_E$	Efeito de refrigeração
$\dot{W}_c$	Trabalho termodinâmico do compressor
e	Exergia específica
R_a	Constante do gás ideal para o ar

$c_{p,a}$	Calor específico à pressão constante do ar
$c_{p,v}$	Calor específico à pressão constante do vapor d'água
$\dot{E}_Q$	Fluxo de exergia por calor
$\dot{E}_W$	Fluxo de exergia por trabalho
c_w	Preço associado ao consumo de 1 kWh de eletricidade
y_w	Emissões de gases de efeito estufa associadas ao consumo de 1 kWh de eletricidade

Gregos

φ	Fator de manutenção
η	Razão produto-insumo
χ	Título
η_{global}	Eficiência de conversão do compressor
η_{bomba}	Eficiência isentrópica da bomba
ω	Razão de umidade
ψ	Exergia de escoamento
ε	Fluxo total de exergia por kg de ar seco
$\tilde{\omega}_y$	Razão de fração molar
f	Fator de importância

Subscritos

y	Indicação do fluxo exergético
x	Indicação do componente
i	Indicação do fluxo interno
0	Indicação de propriedade no estado de referência
e	Indicação de fluxo de entrada
s	Indicação de fluxo de saída
R	Refrigerante
v	Vapor
ar	Ar seco
EVAP	Evaporador

COND	Condensador
AMB	Ambiente
DESC	Descarga do compressor

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

O uso de ar-condicionado para a climatização de grandes edifícios comerciais ou públicos representa uma parcela considerável do consumo de eletricidade em muitos países (LIN *et al.*, 2014). De acordo com a *International Energy Agency* - IEA (2018), a demanda por refrigeração para conforto térmico é responsável por cerca de 20% do uso total de eletricidade em edifícios, e está aumentando mais rápido que qualquer outro tipo de demanda. E preocupa o fato de que, em alusão ao crescimento econômico e demográfico no mundo, especialmente nos países mais quentes, estima-se que a demanda de energia por condicionadores de ar irá mais do que triplicar até 2050 (IEA, 2018).

Esse aumento generalizado das demandas por refrigeração também está intimamente relacionado ao cenário atual de mudanças climáticas em um ciclo vicioso. O aumento das temperaturas atmosféricas causado pelo aquecimento global intensifica a demanda por climatização que, por sua vez, eleva a carga de energia elétrica a ser atendida, resultando em mais exploração de recursos naturais e degradação ambiental, fator agravante para as mudanças climáticas (IEA, 2018). À vista disto, Zhang *et al.* (2020) afirmam que se não forem estudadas alternativas sustentáveis pelo setor de refrigeração, as emissões de gases de efeito estufa deverão disparar. E, como resultado, a meta mínima estabelecida no Acordo de Paris, de manter o aumento da temperatura média global abaixo de 2°C, que já está ameaçada, ficará cada vez mais distante (ZHANG *et al.*, 2020; UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME, 2019). Atenção deve ser dada a este fato, pois as mudanças climáticas representam uma séria ameaça ao planeta, com potencial para causar

danos irreversíveis à sociedade e ao meio ambiente (INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE - IPCC, 2018)

Nessa conjuntura, a crescente conscientização mundial sobre a redução dos impactos ambientais de sistemas térmicos (CARVALHO; SERRA; LOZANO, 2011) está levando ao aumento da demanda por equipamentos mais eficientes e ambientalmente amigáveis. Desta forma, a Indústria de refrigeração tem trabalhado para produzir equipamentos cada vez mais eficientes, já que esforço empregado em tecnologia de conservação de energia se justifica do ponto de vista econômico, social e ambiental.

O estudo da Termodinâmica é indispensável para análise e desenvolvimento de projetos de sistemas térmicos mais eficientes. No entanto, se a otimização desses sistemas for embasada apenas em termos de eficiência termodinâmica, o resultado pode ser um projeto de custo muito alto. Portanto, Zare *et al.* (2012) afirmam que os ciclos térmicos devem ser analisados e otimizados na perspectiva da Termoeconomia. Esta, desempenha um papel importante para a solução da problemática apresentada, já que combina princípios de Termodinâmica e Economia para investigar como a energia e os recursos se degradam, como minimizar o consumo energético e evitar a degradação ambiental por meio da redução de resíduos (VALERO; SERRA; UCHE., 2001). Frequentemente se utiliza a exergia como base para a alocação de custos das interações que um componente, grupo de componentes ou todo o sistema experimenta com o ambiente e com suas fontes de ineficiências, sendo chamada de análise exergoeconômica (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2001).

Segundo Tsatsaronis (1993), esta alocação de custos com base exergética consiste em (a) uma análise exergética detalhada, (b) uma análise econômica do sistema térmico conduzida a nível de componente, (c) alocação de custos monetários e (d) avaliação exergoeconômica de cada componente. Para desenvolver esse tipo de análise, diversas abordagens foram propostas, como a Teoria do Custo Exergético ou TCE (LOZANO e VALERO, 1993), o método SPECO - *Specific Exergy Costing* (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006), o método H&S¹ (SANTOS, 2009) e o método UFS² (LOURENÇO, 2012). No entanto, embora a combinação exergia+economia seja importante para a análise de sistemas energéticos, Catrini *et al.* (2018) afirmam que somente por meio desta não é possível compreender a dimensão total das consequências de um projeto em termos de impactos ambientais, riscos à saúde e consumo de recursos naturais.

¹ As iniciais deste método se referem a entalpia (H) e entropia (S).

² As iniciais deste método se referem a energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entropia (S).

A termoeconomia tem sido combinada com a Avaliação de Ciclo de Vida (ACV) para proporcionar informações cruciais sobre impactos ambientais e como estes se formam em sistemas produtivos (SERRA *et al.*, 2014; SILVA *et al.*, 2017; CAVALCANTI *et al.*, 2019). É importante que a otimização de sistemas de conversão de energia seja amparada por ferramentas de análise que considerem o impacto ambiental relacionado ao ciclo de vida associado a cada componente, além da eficiência termodinâmica e dos custos monetários (MEYER *et al.*, 2009). Desta forma, pode-se afirmar que metodologias termoeconômicas associadas a ACV fornecem uma perspectiva global de sistemas complexos através de uma análise integrada de energia, economia e meio ambiente (CARVALHO *et al.*, 2012).

1.2 MOTIVAÇÃO

Dentro deste contexto, considerando os impactos monetários e ambientais associados à crescente demanda por sistemas de climatização, destaca-se a importância de estudos que visem sua análise e melhoria de desempenho. Análises que consideram eficiência exergética, custos monetários e impacto ambiental como um conjunto podem fornecer informações valiosas e mais abrangentes sobre determinado objeto de estudo. Grandes contribuições se aplicam tanto na fase de tomada de decisões em projetos, quanto para embasar possíveis alterações em sistemas já instalados.

1.3 OBJETIVOS

Este trabalho aplica os métodos H&S e UFS combinados, e a Avaliação do Ciclo de Vida para a realização de uma análise termoeconômica e de emissões de gases de efeito estufa, de um sistema de água gelada destinado à climatização de um *shopping center*. Por meio deste, tem-se o objetivo de disseminar a aplicação de abordagens termoeconômicas alternativas para a avaliação de sistemas de refrigeração.

Para atingir o objetivo principal, os objetivos específicos são:

- Coletar os dados necessários para as análises por meio de visitas às instalações do *shopping*;
- Determinar as propriedades dos fluxos estudados e analisar o comportamento termodinâmico do sistema, para uma validação dos dados e aplicação na análise posterior;

- Realizar a análise termoeconômica do sistema aplicando uma combinação dos métodos H&S (entalpia e entropia) e UFS (energia interna, trabalho de fluxo e entropia);
- Realizar uma ACV do sistema estudado, para obter as emissões de gases de efeito estufa de cada equipamento ao longo do seu ciclo de vida;
- Discutir os custos exergéticos, monetários e ambientais dos equipamentos da unidade avaliada;

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação conta, além deste capítulo introdutório, com mais quatro capítulos, como descrito a seguir:

- No Capítulo II – Fundamentação Teórica, são apresentados os conceitos necessários para o entendimento do conteúdo empregado neste trabalho, além de um estado-da-arte, no qual é apresentada parte da produção científica desenvolvida no âmbito deste estudo.
- No Capítulo III – Material e Métodos, é descrita a metodologia aplicada para o desenvolvimento deste trabalho, apresentando detalhes a respeito do objeto de estudo, e das avaliações termodinâmica, termoeconômica e ambiental.
- No Capítulo IV – Resultados e Discussão, os resultados obtidos são apresentados e discutidos com base em trabalhos publicados.
- E por fim, no Capítulo V – Conclusão, são pontuadas e descritas as conclusões obtidas a partir de todo o desenvolvimento desta dissertação, seguidas de sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TERMOECONOMIA

O termo “Termoeconomia” é bastante utilizado na literatura, como na obra de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), para definir o ramo da engenharia que combina análise termodinâmica e princípios econômicos para fornecer informações não disponíveis por meio de análises de energia convencionais e avaliações econômicas, mas cruciais para o projeto e operação de um sistema de baixo custo. No entanto, Tsatsaronis e Winhold (1985) afirmam que esse termo possui um sentido muito abrangente, já que sua etimologia permite incluir análises termodinâmicas de primeira lei conduzidas em paralelo com análises econômicas para um mesmo sistema. Portanto, em 1983, com o intuito de definir, de forma mais precisa e sem ambiguidades, a combinação da análise exérgica com princípios da Economia para o estudo de sistemas térmicos, Tsatsaronis introduziu o termo “Exergoeconomia” (TSATSARONIS, 1993). E, embora a maioria dos leitores esteja mais familiarizada com a expressão “análise termoeconômica”, Tsatsaronis (1993) afirma que ênfase deve ser dada à distinção entre “Termoeconomia” e “Exergoeconomia”. Segundo o mesmo autor, a Exergoeconomia é uma vertente, a mais importante, da Termoeconomia.

Valero e Valero (2014) afirmam que a Termoeconomia é a ciência da economia dos recursos naturais, que conecta a Física e a Economia por meio da Segunda Lei da Termodinâmica. Segundo Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), uma análise termoeconômica é capaz de fornecer informações cruciais, que não podem ser obtidas em análises energéticas e avaliações econômicas convencionais, para se obter um sistema térmico de baixo custo.

De forma geral, o objetivo dessa análise é auxiliar o projetista no processo de tomada de decisão, ao tornar mais visíveis as fontes de custos do processo produtivo (TSATSARONIS e WINHOLD, 1985). Por meio destas informações é possível comparar e calcular uma relação ótima entre custos de investimento e custos de desperdícios de energia para um determinado projeto. Em outras palavras, Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) afirmam que dentre os objetivos da Termoeconomia estão: a alocação de custos aos fluxos de um sistema e a otimização de variáveis específicas em um componente, ou do sistema como um todo, além de sua aplicação em diagnóstico de sistemas térmicos.

De acordo com Tsatsaronis (1993, 2007), a Exergoeconomia é baseada no *exergy costing*, ou seja, adota a exergia como a única base racional para a atribuição de custos aos fluxos de energia e ao “desperdício de energia” (destruição de exergia e perda de exergia). Segundo Tsatsaronis (2007), entende-se que a irreversibilidade está relacionada à geração de entropia dentro das fronteiras do sistema, e que a perda de exergia está associada à transferência de exergia (por meio de fluxo de massa ou energia) para a vizinhança. O conhecimento desses custos é muito útil para embasar a melhoria da relação custo-benefício do sistema, ou seja, para reduzir os custos dos produtos gerados pelo sistema, afirmam Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996). O conceito de custo é fundamental para o entendimento do *exergy costing*, já que por meio desse é estabelecida a conexão entre a Física e a Economia na Exergoeconomia (VALERO e VALERO, 2014).

Segundo Valero e Valero (2014), o custo pode ser entendido como o sacrifício de recursos necessário para a obtenção de determinado produto. Na Termoeconomia, o custo se apresenta de duas formas: custo exergético (k) e custo monetário (c). Segundo Lozano e Valero (1993), o custo exergético de um fluxo representa a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, e é a variável de importância nas análises exergoeconômicas que levam em conta apenas o ambiente físico. Já o custo monetário, segundo os mesmos autores, é a variável de interesse quando se considera o ambiente econômico e, neste caso, a perspectiva se amplia com a introdução de fatores econômicos adicionais. Contudo, de acordo com Valero e Valero (2014), o isomorfismo entre “ k ” e “ c ” permite uma conversão direta dos custos termodinâmicos em custos termoeconômicos. Isso é possível simplesmente transformando os custos exergéticos de recursos em preços de recursos, e adicionando a cada subsistema sua taxa de instalação e custos de manutenção nivelados.

Por fim, uma etapa fundamental do *exergy costing* é a definição de produto, insumo e estrutura produtiva. Esta, consiste na representação dos insumos e produtos dada pelo

modelo termoeconômico, e pode se apresentar de diferentes formas de acordo com o modelo adotado (ERLACH, SERRA e VALERO, 1999). Em determinados casos, como em equipamentos dissipativos, estratégias alternativas devem ser adotadas para uma melhor definição desta etapa. Dentre os diversos métodos para a realização de uma avaliação termoeconômica, foram selecionados dois amplamente aplicados para serem apresentados nos tópicos seguintes (TCE e SPECO), assim como o método implementado neste trabalho (Modelo UFS).

2.1.1 Teoria do Custo Exergético

Segundo Valero *et al.* (1994), a Teoria do Custo Exergético (TCE) é um método que permite a alocação de custos a todos os fluxos de um sistema térmico. Por meio dessa, é possível delinear e resolver equações de custeio de forma inequívoca, além de quantificar, em unidades monetárias, o efeito das ineficiências de cada componente no custo dos produtos (VALERO *et al.*, 1994).

Lozano e Valero (1993) afirmam que três condições básicas devem ser estabelecidas para o desenvolvimento de uma teoria de custos: (i) a definição dos limites do sistema e os custos dos recursos são sempre relativos ao sistema em estudo, e portanto, devem ser conhecidos; (ii) o nível de agregação escolhido, o qual fornece uma divisão da irreversibilidade total entre os componentes da planta, afetará a conclusão da análise, ou seja, a quantidade de informações de saída depende das informações inseridas na entrada; e (iii) a eficiência é o indicador da qualidade dos componentes do sistema, e deve estar interconectada com as irreversibilidades e com o resto das variáveis técnicas e econômicas que as afetam.

Para a resolução de um problema, é oportuno formulá-lo de forma compacta em uma estrutura física. Segundo Lozano e Valero (1993), planta deve ser definida inicialmente como um conjunto de componentes ligados entre si e ao ambiente, por outro conjunto de fluxos de massa, calor e trabalho. Os autores afirmam que a estrutura física pode ser expressa, de forma geral, como: *sistema = subsistemas + fluxos de massa e/ou energia*, onde a relação entre fluxos (m) e subsistemas (n) é dada por uma matriz de incidência A [$n \times m$]. Observa-se também que melhores possibilidades de análise das causas de ineficiência do sistema são obtidas de acordo com o nível de detalhamento da matriz de incidência. Entretanto, quanto mais detalhada for a matriz de incidência, maior será o número de

medidas físicas a serem tomadas em um teste de desempenho, e a complexidade do cálculo do vetor de diagnóstico. Dessa forma, é importante encontrar um nível ótimo de agregação, que dependerá basicamente dos objetivos da análise (LOZANO e VALERO, 1993).

No entanto, Lozano e Valero (1993) afirmam que uma planta é mais do que um conjunto de fluxos e componentes, uma vez que cada unidade possui sua função produtiva, que contribui para atingir o objetivo final da produção. Os autores defendem que, para definir estas funções, é necessário indicar claramente qual fluxo ou combinação de fluxos constitui o produto da unidade (E_P), quais são os insumos consumidos (E_F), e quais fluxos saem da unidade e da planta sem uso posterior, ou seja, as perdas (E_L). Estas definições, ainda de acordo com os autores supracitados, devem atender às seguintes condições: (i) todos os fluxos que entram ou saem da unidade devem corresponder à definição de $E_P - E_F - E_L$ apenas uma vez; (ii) cada fluxo ou combinação de fluxos que constituem E_P , E_F e E_L de cada componente deve ter valor maior ou igual a zero; e (iii) o balanço de exergia deve ser determinado na forma $I = E_P - E_F - E_L > 0$, onde I são as irreversibilidades.

Em seguida, é possível determinar os custos exergéticos, que representam a quantidade de exergia necessária para produzir os fluxos e produtos internos de um sistema (VALERO *et al.*, 1994). Valero, Lozano e Munoz (1986) formularam um procedimento racional para a determinação destes custos, baseado nas seguintes proposições:

- 1) O custo exergético de um fluxo é uma propriedade conservada, ou seja, para cada componente, a soma dos custos exergéticos dos fluxos de entrada deve ser igual à soma dos fluxos exergéticos de saída.
- 2) O custo exergético de fluxos que entram no sistema é igual a sua exergia.
- 3) Todos os custos gerados pelo processo produtivo devem ser incluídos no custo dos produtos finais. Na ausência de uma avaliação externa, considera-se que o custo exergético das perdas é zero.
- 4) Se um fluxo de saída de um componente é considerado na definição de insumo, então seu custo exergético unitário é o mesmo do fluxo de entrada de onde provém.
- 5) Se uma unidade possui um produto composto por vários fluxos, então o mesmo custo exergético unitário é atribuído a todos eles.

Adicionalmente, Valero *et al.* (1994) definem o custo exergoeconômico de fluxo, como sendo a quantidade de recursos necessários para produzi-lo, avaliados em unidades monetárias. O cálculo deste custo segundo Lozano e Valero (1993), que o referem também

como “custo monetário”, é considerado de grande importância, uma vez que o mesmo está diretamente relacionado aos custos de produção das diferentes unidades que constituem o processo produtivo. Os autores afirmam ainda que o custo econômico dos fluxos internos e produtos finais está associado tanto à eficiência dos processos, quanto ao custo de depreciação e manutenção das unidades. Portanto, o custo exergoeconômico de um fluxo pode ser definido como a combinação de duas parcelas: a primeira provém do custo monetário da exergia que entra na planta, e a segunda, se refere aos custos gerados no processo produtivo associados à sua realização, como investimento inicial, manutenção e operação.

A partir da compreensão do processo de formação dos custos de um sistema térmico, é possível desenvolver métodos de otimização termoeconômica. Esta consiste na busca dos valores de um conjunto de parâmetros característicos do sistema, que minimizam o custo do produto (VALERO *et al.*, 1994).

2.1.2 Método SPECO (*Specific Exergy Costing*)

Por meio deste método, é possível determinar os custos monetários dos produtos do sistema térmico em estudo e fazer uma avaliação segundo variáveis exergoeconômicas. De acordo com Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), o método SPECO é constituído de três etapas principais: identificar e calcular todos os fluxos exergéticos; definir produtos e insumos; e obter as equações de custo.

A primeira etapa consiste em uma análise exergética, por meio da qual se define o conteúdo exergético de cada fluxo. Na segunda, os produtos e insumos são definidos de acordo com Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), conforme apresentado na Fig. 2.1.

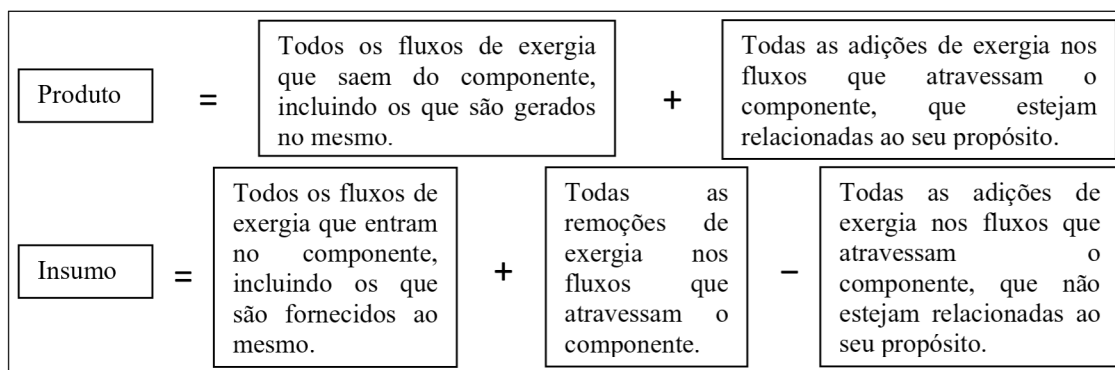


Figura 2.1 – Definições de produto e insumo. Fonte: Autoria própria (2021).

Após isso, conforme Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), são definidas as equações de custo, Equação 2.1, onde $\dot{C}_y$ é a taxa de custo associada ao fluxo exergético correspondente ($\dot{E}_y$) e c_y se refere ao custo médio por unidade de exergia, ou custo monetário.

$$\dot{C}_y = c_y \cdot \dot{E}_y \quad (2.1)$$

Um dos pontos chave desta análise é determinar os valores de c para todos os fluxos estudados, então o balanço de custos, dado pela Equação 2.2, deve ser aplicado para cada componente.

$$\sum_{y=1}^n \dot{C}_{y,sai} = \sum_{y=1}^n \dot{C}_{y,entra} + \sum_{x=1}^n \dot{Z}_x \quad (2.2)$$

De acordo com Penkuhn e Tsatsaronis (2019), este balanço expressa que a taxa de custo total relacionada aos fluxos de exergia na saída, deve ser igual a taxa de custo total referente aos fluxos de exergia da entrada, mais a taxa de custo total associada ao investimento inicial, manutenção e operação do componente “x”. Esta, dada por $\dot{Z}_x$, pode ser calculada por meio das Equações 2.3 e 2.4 (HORLOCK, 1987; NEWMAN e LAVELLE, 2000).

$$\dot{Z}_x = \phi \cdot CRF \cdot Z_x^{CI} \quad (2.3)$$

$$CRF = \frac{ta(1+ta)^{vu}}{(1+ta)^{vu}-1} \cdot \frac{1}{vu \cdot op \cdot 3600} \quad (2.4)$$

Onde “ ϕ ” é o fator de manutenção, CRF é o fator de recuperação de capital, Z_x^{CI} é o preço de aquisição do equipamento, “ta” é a taxa anual de juros, “vu” é a vida útil em anos e “op” é o total de horas anuais de operação. No entanto, apenas os balanços de custo não são suficientes para a determinação dos custos específicos, sendo necessária a formulação de equações auxiliares por meio da aplicação dos princípios F e P (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006).

Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996) resumem estes princípios da seguinte forma: para um componente que gera mais de um produto, na falta de detalhes sobre seu processo

produtivo, se presume que cada fluxo de produto possui o mesmo custo médio por unidade de exergia; e, quando a variação entre entrada e saída de exergia de um fluxo é considerada na definição de insumo em um componente, o custo médio por unidade de exergia permanece constante para este fluxo.

Então, uma vez determinados os custos monetários, são calculadas as variáveis exergoeconômicas que, de acordo com Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), possuem papel fundamental na análise e otimização termoeconômica de sistemas térmicos. Segundo os mesmos autores, as variáveis são: a taxa de custo de destruição de exergia ($\dot{C}_{D,x}$), que quantifica o efeito da destruição de exergia no custo total dos insumos; a diferença relativa de custo (r_x), que representa o aumento relativo no custo monetário entre insumo e produto de um componente; e o fator exergoeconômico (f_x), por meio do qual se avalia a contribuição do custo não relacionado à exergia para o aumento do custo total. Estas, são dadas respectivamente pelas Equações 2.5, 2.6 e 2.7 (BEJAN, TSATSARONIS e MORAN, 1996).

$$\dot{C}_{D,x} = c_{F,x} \cdot \dot{E}_{D,x} \quad (2.5)$$

$$r_x = \frac{c_{P,x} - c_{F,x}}{c_{F,x}} \quad (2.6)$$

$$f_x = \frac{\dot{Z}_x}{\dot{Z}_x + c_{F,x}(\dot{E}_{D,x} + \dot{E}_{L,x})} \quad (2.7)$$

Onde, para um componente “x”, $c_{F,x}$ representa o custo monetário do insumo, $c_{P,x}$, o custo monetário do produto, $\dot{E}_{D,x}$, a taxa de destruição de exergia, e $\dot{E}_{L,x}$, a taxa de perda de exergia.

2.1.3 Modelos H&S e UFS

Nesta seção, é apresentada uma contextualização sobre a definição de equipamentos dissipativos, seguida da metodologia da desagregação da exergia física para a análise destes componentes. E então, é introduzida a fundamentação teórica dos modelos H&S e UFS.

Segundo Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), existem dois tipos de equipamentos: produtivos e dissipativos. A definição do produto, em termos de exergia total, de um

equipamento produtivo considerado isoladamente pode ser facilmente conduzida, uma vez que cumpre um objetivo produtivo. No entanto, isso não é possível para componentes dissipativos. Estes, são equipamentos que não possuem um objetivo produtivo claro do ponto de vista termodinâmico, pois neles exergia é destruída sem gerar um produto (em termos de exergia total) termodinamicamente útil diretamente do mesmo componente (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006). Em outras palavras, Lazzaretto e Tsatsaronis (2006) afirmam ainda que o objetivo produtivo de um componente não pode ser remover exergia de um fluxo sem fazer uso termodinâmico dessa remoção no mesmo. Exemplos de equipamentos dissipativos são válvulas de estrangulamento e resfriadores, ambos operando em temperaturas acima da temperatura ambiente.

Desse modo, em busca de solucionar este problema, e analisar equipamentos dissipativos de forma isolada, algumas abordagens alternativas foram desenvolvidas envolvendo a desagregação da exergia física, como a inclusão da neguentropia, e os modelos H&S e UFS. A neguentropia, disseminada por Frangopoulos (1987), consiste em um fluxo fictício usado para definir um produto termodinâmico para equipamentos dissipativos, ao permitir que componentes como condensadores sejam isolados na estrutura produtiva. No entanto, é comum que o resultado seja um produto maior que o insumo, o que pode ser interpretado como uma inconsistência na análise, como afirmam Santos *et al.* (2009). Isso porque, a eficiência exergética do componente seria maior que 100%. Para evitar este tipo de resultado, aproveitando o conceito de neguentropia, Santos (2009) propôs o modelo H&S.

Essa metodologia combina a primeira e a segunda leis da termodinâmica para modelar termoeconomicamente sistemas térmicos, e tem como objetivo descrever o comportamento de ciclos termodinâmicos em termos de entalpia e entropia (SANTOS, 2009). O modelo H&S sugere a desagregação da exergia física (Equação 2.8) em termos de entalpia (Equação 2.9) e entropia (Equação 2.10), e supre muito bem a necessidade de isolar componentes como condensadores (SANTOS, 2009; LOURENÇO, 2012).

$$B^F = H_i - S_i \quad (2.8)$$

$$H_i = m_i(h_i - h_0) \quad (2.9)$$

$$S_i = m_i \cdot T_0(s_i - s_0) \quad (2.10)$$

A definição de insumos e produtos é realizada avaliando os fluxos internos conforme as Equações (2.11) e (2.12). Segundo Santos (2009, p. 50), “o insumo é definido como a redução do potencial exergético da vazão mássica m_i que entrou com maior potencial exergético” e o produto é definido de forma análoga, como “o aumento do potencial exergético da vazão mássica m_j que entrou no equipamento com menor potencial exergético” (SANTOS, 2009, p. 50).

$$H_{s:e} = m(h_s - h_e) \quad (2.11)$$

$$S_{s:e} = m \cdot T_0(s_s - s_e) \quad (2.12)$$

No entanto, aplicando o modelo H&S, não é possível isolar, na estrutura produtiva, dispositivos modelados como isentálpicos, como é o caso de dispositivos de expansão (LOURENÇO, 2012). Então, para isolar este tipo de equipamento, uma extensão do modelo H&S foi desenvolvida: o modelo UFS.

O modelo UFS, proposto por Lourenço (2012), é uma abordagem exergoeconômica alternativa capaz de gerar resultados mais coerentes para sistemas que incluem componentes dissipativos, como é o caso dos ciclos de refrigeração (LOURENÇO, 2012). O método se baseia na desagregação da exergia física em termos de energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entropia (S), como apresentado nas Equações 2.13, 2.14 e 2.15, respectivamente.

$$U_i = m_i(u_i - u_0) \quad (2.13)$$

$$F_i = m_i(p_i \cdot v_i - p_0 \cdot v_0) \quad (2.14)$$

$$S_i = m_i \cdot T_0(s_i - s_0) \quad (2.15)$$

Desta forma, segundo Lourenço (2012), a exergia total de determinado fluxo é calculada conforme a Equação 2.16., sendo a exergia química (B_i^Q) calculada normalmente.

$$B_i = U_i + F_i - S_i + B_i^Q \quad (2.16)$$

A definição de produto (E_P) e insumo (E_F) no modelo UFS é realizada avaliando os fluxos internos “i” de cada equipamento, ou seja, a diferença entre saída e entrada de cada componente da exergia do fluxo que atravessa o volume de controle. Os fluxos internos, quando não há variação de exergia química específica, são calculados por meio das Equações 2.17 a 2.19, onde os subíndices “e” e “s” remetem entrada e saída, respectivamente. Eventualmente, podem ser calculados os fluxos internos como a diferença entre entrada e saída, pois o diagrama produtivo deve ser composta apenas de fluxos produtivos positivos.

$$U_{s:e} = m_i(u_s - u_e) \quad (2.17)$$

$$F_{s:e} = m_i(P_s \cdot v_s - P_e \cdot v_e) \quad (2.18)$$

$$S_{s:e} = m_i \cdot T_0(s_s - s_e) \quad (2.19)$$

Por meio das equações 2.17 a 2.19, é possível determinar se existe um aumento ou diminuição de cada componente da exergia ao atravessar o equipamento, e então determinar produto e insumo. Segundo Lourenço (2012), quando há uma diminuição das grandezas U e F, e um aumento da grandeza S, estes fluxos são considerados insumos. Em contrapartida, quando há um aumento das grandezas U e F, e redução da grandeza S, estes são considerados produtos. Então, após a obtenção destas informações, é possível desenhar o diagrama produtivo do sistema analisado, indicando os fluxos produtivos e as unidades fictícias U, F e S. As unidades fictícias redistribuem as componentes de fluxo de exergia entre as unidades produtivas

Para a modelagem matemática da alocação de custos, o modelo UFS segue o modelo H&S (Lourenço, 2012). Os custos exergéticos unitários (k) são determinados por meio do balanço dado pela Equação 2.20, que deve ser aplicado para cada componente. J representa o fluxo produtivo (H ou S para o modelo H&S, e U, F ou S para o modelo UFS) que entra ou sai da unidade produtiva.

$$k_s \cdot \sum J_s = \sum (k_e \cdot J_e) \quad (2.20)$$

Equações auxiliares devem ser definidas atribuindo o mesmo valor de “k” para os fluxos que saem da mesma bifurcação, porque o número de fluxos produtivos é sempre maior que a quantidade de componentes (LOURENÇO, 2012). Além disso, o custo “k” do insumo da planta deve ser definido como 1.

Como mencionado no tópico 2.1, os custos monetários unitários podem facilmente ser obtidos a partir dos custos exergéticos, basta modificar os balanços. Substituindo as variáveis “k” por “c” (custo monetário) e somando a taxa de custo de capital, operação e manutenção do componente ($\dot{Z}_x$) após a igualdade na Equação 2.20, obtém-se o balanço de custo monetário apresentado na Equação 2.21.

$$c_s \cdot \sum J_s = \dot{Z}_x + \sum (c_e \cdot J_e) \quad (2.21)$$

Onde $\dot{Z}_x$ pode ser calculado por meio das Equações 2.3 e 2.4. As equações auxiliares devem ser obtidas de forma análoga às obtidas na definição dos custos exergéticos. Mas neste caso, o custo monetário do insumo da planta deve ser considerado, como por exemplo, o custo da energia elétrica.

Para a avaliação da performance das unidades produtivas e dissipativas, o índice de desempenho chamado razão produto-insumo, dado pela Equação (2.22) segundo Lourenço (2012), deve ser calculado, onde E_F representa o insumo e E_P , o produto do componente.

$$\eta = \frac{E_P}{E_F} \quad (2.22)$$

Além disso, também pode ser calculada a destruição de exergia em cada componente. Isso é feito por meio da diferença entre insumo e produto (D_{IP}), dada pela Equação 2.18. Este valor pode ser confrontado com o valor obtido pela análise exergética para validar os resultados do método de desagregação da exergia.

$$D_{IP} = E_F - E_P \quad (2.23)$$

2.2 AVALIAÇÃO AMBIENTAL

Para avaliar a performance ecológica de um sistema, é necessário ampliar o escopo da análise incluindo o fator ambiental, e entender o processo de formação de impactos ambientais a nível de componente. Diversas abordagens foram desenvolvidas para associar análise ambiental com análise exegética, como a análise exergoecológica (VALERO, 1998), a contabilidade exergética estendida (SCIUBBA, 1999) e a análise exergoambiental (MEYER *et al.*, 2009). Esta última considera o ciclo de vida do componente e seus princípios serão aplicados neste trabalho.

A importância de se considerar o impacto ambiental relacionado ao ciclo de vida de um sistema energético em análise ou otimização é explicada por Meyer *et al.* (2009). Os autores afirmam que melhorar a eficiência de um sistema pode implicar em alterações em seus componentes. No entanto, os materiais e a energia necessários para a produção de um componente consomem recursos naturais e, além disso, existem o consumo de energia e a possível geração de poluentes durante a operação deste equipamento (MEYER *et al.*, 2009). Existem ainda, os impactos ambientais relacionados ao descarte do equipamento ao fim de sua vida útil. Esta análise pode ser conduzida por meio do método da Avaliação do Ciclo de Vida (ACV).

Por meio da análise exergoambiental proposta por Meyer *et al.* (2009), é possível determinar qual o papel de cada equipamento de um sistema energético no seu impacto ambiental total, e identificar as fontes destes impactos (MEYER *et al.*, 2009). Morosuk, Tsatsaronis e Koroneos (2016) afirmam que esta análise consiste em uma análise exergética, uma Avaliação do Ciclo de Vida (ACV) do impacto ambiental e uma avaliação exergoambiental. Nesta, segundo Meyer *et al.* (2009), é realizada a alocação do impacto ambiental, associado a cada componente, aos seus fluxos de produto exergético, seguida da determinação das variáveis exergoambientais. Os mesmos autores afirmam ainda que a análise exergoambiental pode ser entendida como uma análise exergoeconômica modificada para lidar com a avaliação do impacto ecológico em vez do problema econômico. As duas análises são unidas pela ideia básica de que a exergia representa a única base racional para atribuir tanto custos monetários quanto impactos ambientais aos fluxos energéticos e às ineficiências termodinâmicas de um sistema (MOROSUK, TSATSARONIS e KORONEOS, 2016).

Silva *et al.* (2017) afirmam que modelos termoeconômicos associados a ACV podem ser usados para calcular custos ambientais relacionados a emissões específicas, como CO₂, NO_x e SO_x, de produtos de sistemas energéticos, principalmente em sistemas multiprodutos. Carvalho *et al.* (2011) demonstraram esta possibilidade ao desenvolverem uma análise para identificar e rastrear a geração de emissões de CO₂ em um sistema de trigeriação. Ao avaliar os fluxos de cada etapa de produção do sistema, os autores afirmam que os processos são estudados de forma mais precisa. Lozano, Carvalho e Serra (2014) também apresentam um estudo baseado em Termoeconomia e ACV para alocar custos tanto econômicos quanto ambientais (em termos de emissões de CO₂), em sistemas de trigeriação. Os autores afirmam que evidenciar as cargas ambientais, associadas aos tipos de serviços de energia, tornará o consumidor capaz de tomar decisões mais embasadas (e possivelmente mais ambientalmente amigáveis) sobre consumir ou não determinado serviço.

Dentro deste contexto, aqui destaca-se o estudo ambiental de sistemas baseado nas emissões de CO₂. Este gás representa cerca de 72% das emissões de gases de efeito estufa (OLIVIER e PETERS, 2020), sendo um dos principais agravantes das mudanças climáticas. As emissões específicas de CO₂ de fluxos internos e produtos de um sistema energético podem ser calculadas por meio de uma adaptação das equações do modelo termoeconômico aplicado (SANTOS *et al.*, 2016; SILVA *et al.*, 2017). Desta forma, a partir da Equação 2.21, substituindo o custo monetário “c” pela variável “y” (emissão específica de CO₂), e a taxa de custo total “Z” pela taxa de emissão de CO₂ associada ao ciclo de vida do equipamento ($\dot{Y}_x$), obtém-se a Equação 2.24 para a alocação de CO₂ aos fluxos do sistema. As equações auxiliares são obtidas de forma análoga ao modelo termoeconômico.

$$y_{sai} \cdot \sum J_{sai} = \dot{Y}_x + \sum (y_{entra} \cdot J_{entra}) \quad (2.24)$$

2.2.1 Avaliação do Ciclo de Vida (ACV)

A Avaliação do Ciclo de Vida (ACV) é uma metodologia de estudo ambiental reconhecida internacionalmente, e uma das mais amplamente empregadas na quantificação de potenciais impactos ambientais relacionados a produtos, processos e serviços (HAUSCHILD; ROSENBAUM; OLSEN, 2018). Segundo Guinee (2001), com a ACV é possível determinar e avaliar o uso de recursos, assim como as emissões de poluentes para

o meio ambiente, quantificando os impactos e possibilitando a melhoria da performance ambiental do objeto de estudo, por meio de abordagens estratégicas. Hauschild, Rosenbaum e Olsen (2018) afirmam que a ACV também é conhecida como análise “do berço ao túmulo”, uma vez que pode englobar desde a extração de matérias-primas, fabricação, processamento, uso, manutenção, até a disposição final.

A metodologia da ACV é normatizada pela *International Organization for Standardization* (ISO) por meio das normas ISO 14040 (2006) e 14044 (2006), as quais possuem correspondentes oficiais pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), as normas ABNT NBR ISO 14040 (2014a) e 14044 (2014b). Quanto à sua estrutura metodológica, a ACV é constituída das seguintes quatro etapas, descritas conforme ABNT (2014a, b):

- a) Definição de objetivo e escopo – Nesta fase, é estabelecido o contexto em que o estudo será realizado (objetivo), juntamente com a determinação do nível de detalhamento e impactos ambientais a serem avaliados (escopo). Estes parâmetros dependem do objeto de estudo, bem como do uso pretendido dos resultados. É importante que o escopo seja bem definido para assegurar que a abrangência, profundidade e detalhamento do estudo sejam compatíveis e suficientes para atender ao objetivo traçado.
- b) Análise de inventário de ciclo de vida (ICV) – Esta etapa consiste basicamente na identificação e quantificação de energia, água e materiais utilizados e das descargas ambientais envolvidas no ciclo de vida (como emissões atmosféricas, deposição de resíduos sólidos e descargas de efluentes líquidos). Aqui é feita a coleta dos dados necessários e os cálculos para quantificar as entradas e saídas relevantes de um sistema de produto.
- c) Avaliação de impacto de ciclo de vida (AICV) – Nesta etapa é feito um estudo da relevância dos impactos humanos e ecológicos de energia, água, materiais e produtos identificados na ICV. Geralmente, nesse processo se relacionam os dados de inventário com categorias de impacto específicas e indicadores de categoria, na busca pela compreensão destes impactos. Além disso, a fim de se determinar se os objetivos inicialmente traçados foram alcançados, nesta fase pode ser incluído um processo iterativo de análise crítica do objetivo e escopo do estudo. Ou ainda, para modificar o objetivo e escopo se a avaliação indicar que os objetivos não podem ser atingidos.

- d) Interpretação – Na fase final, os resultados e constatações da ICV e da AICV são interpretados em conjunto. Os resultados desta fase devem ser coerentes com o objetivo e escopo determinados, fornecer conclusões, explicar limitações e prover recomendações. Um processo iterativo de análise também pode ser feito nesta fase para revisar o escopo da ACV, bem como a natureza e qualidade dos dados coletados.

A relação iterativa entre as quatro etapas da ACV é apresentada na Fig. 2.2

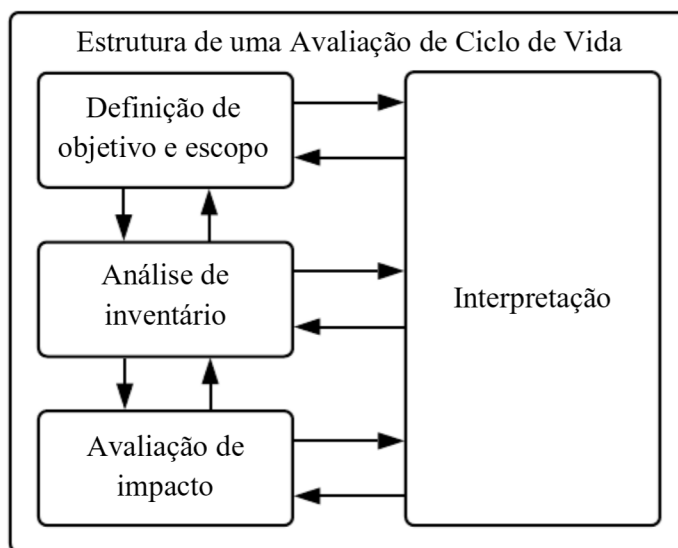


Figura 2.2 – Fases de uma ACV. Fonte: Adaptado de ISO (2006).

Na etapa de avaliação de impacto de ciclo de vida (AICV), para representar os impactos ambientais, seleciona-se um método de avaliação de impacto ambiental, que pode ser *midpoint* ou *endpoint*. Segundo Hauschild, Rosenbaum e Olsen (2018), indicadores de impacto *midpoint* reúnem os resultados do inventário em grupos de fluxos de substâncias relacionados ao mesmo efeito ambiental, por exemplo, todos os fluxos que podem ter um efeito cancerígeno em humanos são enquadrados na categoria “cancerígeno tóxico”. Indicadores de impacto *midpoint* típicos citados pelos autores incluem: mudanças climáticas, destruição da camada de ozônio, acidificação, eutrofização e ecotoxicidade. Por outro lado, os indicadores do tipo *midpoint* podem ser expandidos ou vinculados a um ou mais indicadores de impacto *endpoint*. Estes, de acordo com Hauschild, Rosenbaum e Olsen (2018), são indicadores representativos de diferentes “Áreas de Proteção” (AoP) que abrangem tópicos maiores como saúde humana, ecossistemas ou funções de suporte à vida

na Terra, incluindo serviços e recursos ecossistêmicos. Segundo os mesmos autores, os indicadores do tipo *endpoint* são escolhidos mais abaixo na cadeia de causa e efeito do mecanismo ambiental mais próximo ou no ponto final das cadeias - as Áreas de Proteção. Essa relação entre os indicadores dos tipos *midpoint* e *endpoint* pode ser observada na Fig. 2.3, na qual também são apresentados indicadores *endpoint* típicos.

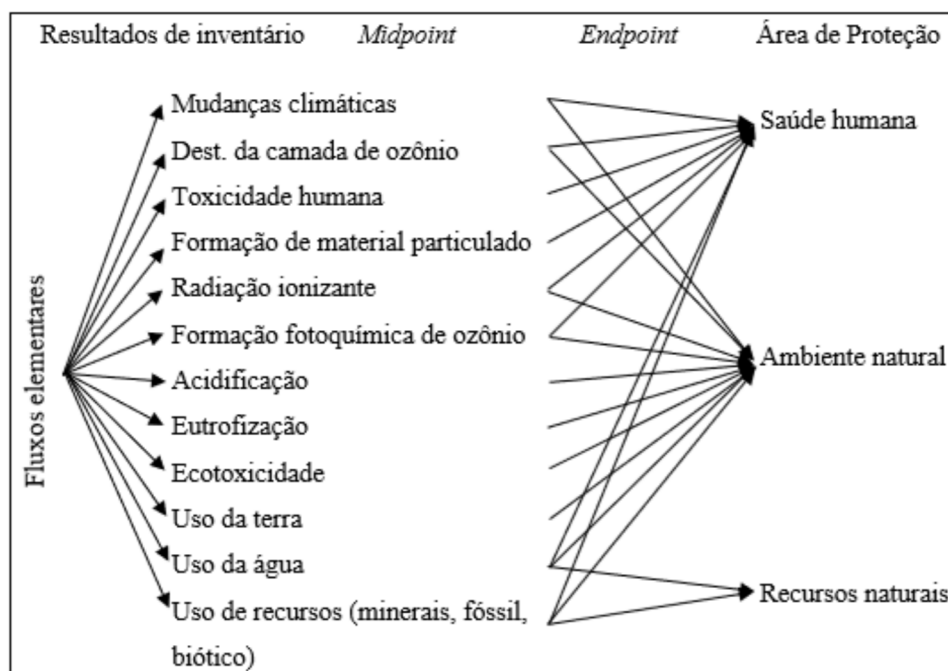


Figura 2.3 – Exemplo de relação entre indicadores *midpoint* e *endpoint*. Fonte: Adaptado de Hauschild, Rosenbaum e Olsen (2018).

2.3 ESTADO DA ARTE

Diversos trabalhos, no âmbito da avaliação termoeconômica e ambiental, têm sido desenvolvidos pelo grupo de pesquisa no qual este está inserido. Marques (2018) aplicou a termoeconômica, por meio do método SPECO, e a Avaliação do Ciclo de Vida, para analisar uma unidade de micro-trigeração. Cavalcanti, Carvalho e Ochoa (2019) utilizaram parâmetros exergoeconômicos e exergoambientais para avaliar um motor diesel, utilizando cinco misturas diesel-biodiesel e três capacidades de carga. Marques *et al.* (2020a) empregaram a metodologia SPECO para a avaliação exergoeconômica de um sistema compacto de cogeração com resfriamento elétrico. Souza *et al.* (2020) propuseram um sistema de cogeração de energia elétrica e refrigeração e realizaram uma avaliação 3E

(energia, exergia e exergoeconômica) no mesmo. Cavalcanti, Carvalho e Silva (2020) avaliaram um sistema de cogeração a partir do bagaço de cana, dos pontos de vista energético, exergético e exergoambiental, aplicando uma ACV do bagaço da cana-de-açúcar brasileiro. Lourenço e Carvalho (2020) propuseram um sistema que utiliza briquetes de casca de coco para produzir eletricidade e água potável para um pequeno município, e avaliaram seus custos (exergéticos, econômicos e ambientais) a partir de um método de alocação de custos baseado em exergia. Marques *et al.* (2020b) desenvolveram uma análise energética, exergética e exergoeconômica de um sistema de energia projetado para atender às demandas de eletricidade e resfriamento de um prédio universitário, e que também fornece calor para uma usina de biodiesel no mesmo local. E, Marques *et al.* (2021) apresentaram uma ACV detalhada para um sistema de micro-trigeração alimentado a gás natural, por meio de dois métodos de avaliação ambiental (Eco-indicador 99 e ReCiPe), e utilizaram os dados ambientais resultantes para desenvolver avaliações exergoambientais.

Para um levantamento do que se tem desenvolvido nos últimos dez anos, no âmbito da aplicação da Termoeconomia e ACV em sistemas que funcionam segundo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, foi realizada uma pesquisa bibliográfica na plataforma Periódicos CAPES. A fim de evitar a obtenção de um número excessivo de artigos, foram aplicadas combinações de palavras-chave de modo a restringir os resultados da pesquisa a artigos que avaliam sistemas de refrigeração por compressão de vapor, e bombas de calor por compressão. Sendo assim, foram excluídos trabalhos cujos objetos de estudo são sistemas de refrigeração acoplados a de aquecimento, cogeração, trigeração ou poligeração, e sistemas de refrigeração por sorção. Desta forma, foram obtidos os trabalhos agrupados nas seguintes categorias: termoeconomia para análise de desempenho e diagnóstico de falhas; equipamentos dissipativos e abordagens alternativas; e análise exergoambiental/ambiental.

2.3.1 Termoeconomia para análise de desempenho e diagnóstico de falhas

A Termoeconomia tem sido amplamente aplicada para avaliar o desempenho e diagnosticar falhas de sistemas energéticos, incluindo equipamentos de refrigeração e aquecimento. Lin *et al.* (2014) apresentaram uma metodologia de análise termoeconômica para centrais de água gelada, aplicada a um sistema de 15000 TR que atende uma fábrica de eletrônicos. O objetivo dos autores foi revelar como o desempenho termodinâmico e a

diferença de preços de energia elétrica pode influenciar na economia de custos do processo. O sistema de água gelada foi comparado com um sistema de ar-condicionado tradicional e os resultados mostraram uma redução de 52,8% nos custos do primeiro em relação ao segundo, em horário de pico. Além disso, foi proposta uma configuração para o sistema de água gelada que aproveita a água que retorna dos usuários e mistura à resfriada, e uma redução de 15,9% nos custos foi calculada. Por fim, Lin *et al.* (2014) concluíram que a diferença de preços da energia elétrica em horários de ponta e fora de ponta e o desempenho termodinâmico são os fatores mais importantes na economia de custos de sistemas de água gelada.

Ganjehsarabi, Dincer e Gungor (2014) avaliaram um secador de tambor com bomba de calor por meio de uma análise exérgica e exergoeconômica, a partir de dados termodinâmicos e econômicos reais. O secador foi modelado para que seu desempenho seja previsto, e um estudo paramétrico foi realizado para investigar os efeitos de vários parâmetros no desempenho do sistema. Um modelo exergoeconômico foi aplicado para a determinação da destruição de exergia em relação aos custos, a partir de parâmetros específicos de projeto. Os autores concluíram que, com base no investimento inicial e na taxa de custo de destruição de exergia, o compressor possui maior importância exergoeconômica. Além disso, constatou-se que o custo/benefício de todo o sistema pode ser melhorado com a redução do investimento de capital total para o compressor.

Erbay e Hepbasli (2017) aplicaram, pela primeira vez, o método SPECO para analisar um secador de alimentos com bomba de calor de fonte subterrânea. Os componentes do sistema foram analisados separadamente, e os efeitos da temperatura do estado morto sobre os parâmetros de desempenho exérgico e exergoeconômico foram discutidos. Os autores constataram que o condensador é o componente de maior importância exergoeconômica do sistema. Isso porque a maior parte dos custos de exergia é gerada durante o processo e a otimização das condições de operação do condensador tem uma grande importância na melhoria do desempenho geral do sistema. Adicionalmente, concluiu-se que os custos totais gerados no evaporador aumentam de forma significativa com o aumento da temperatura de estado morto.

Ommen e Elmegaard (2012) realizaram uma análise exérgica e termoeconômica em um sistema de refrigeração comercial que atende vitrines para resfriados e congelados. A termoeconomia foi aplicada para o diagnóstico de falhas no sistema e determinação do custo de resfriamento em cada nível de temperatura atendida com base nos custos

operacionais. O artigo faz parte de um estudo mais amplo, com foco na redução do consumo geral de eletricidade baseada em combustível fóssil da refrigeração comercial. Para o desenvolvimento da análise, um modelo numérico da planta foi construído. Os resultados mostraram que a metodologia é altamente aplicável para o diagnóstico, usando uma representação detalhada da planta real.

Para investigar como melhorar protocolos de manutenção de plantas de refrigeração comercial, Ommen, Sigthorsson e Elmegaard (2017) avaliaram a aplicabilidade de dois métodos de diagnóstico termoeconômico. Avaliou-se a capacidade dos métodos em identificar e categorizar avarias em uma planta de refrigeração comercial para um supermercado. Um indicador relativo comum foi proposto para os dois métodos a fim de comparar diretamente a qualidade da identificação de avarias. O sistema foi avaliado com e sem a introdução de incertezas nas medições de seus parâmetros. No primeiro caso, os resultados dos dois métodos foram considerados equivalentes, já no segundo, houve diferença, mas os métodos se mostraram aplicáveis.

Piacentino e Talamo (2013a) apresentaram uma análise crítica sobre a aplicação de metodologias termoeconômicas para o diagnóstico de falhas de sistemas de ar-condicionado. Para o estudo, foi avaliado um sistema de ar-condicionado simples de 120 kW, cujas especificações foram detalhadas de modo a permitir a reprodutibilidade dos resultados. Cinco condições de falha foram definidas e simuladas virtualmente de forma individual e simultânea. Os autores concluíram que o método pode eventualmente gerar resultados imprecisos e precisa ser refinado, embora seja eficiente do ponto de vista qualitativo para a detecção de algumas falhas. Parte dos erros foram associados à modelagem inapropriada da válvula de expansão, que deve ser tratada como um equipamento dissipativo.

Diante da baixa confiabilidade das abordagens termoeconômicas convencionais para o diagnóstico de falhas em sistemas de refrigeração, Piacentino e Talamo (2013b) propuseram uma metodologia aprimorada. A principal melhoria apontada consiste em uma estrutura produtiva inovadora para a válvula de expansão térmica e o condensador. A pesquisa foi desenvolvida com um estudo de caso semelhante ao encontrado em Piacentino e Talamo (2013a), porém apresentou resultados mais promissores. O método se mostrou mais eficiente na detecção de falhas e quantificação de seu impacto em termos de consumo adicional de exergia induzida, com a ressalva de que a confiabilidade dos resultados depende significativamente da correta alocação da destruição de exergia no condensador e na válvula de expansão. Desta forma, mesmo reconhecendo que necessita de mais refinamento, os

autores atestaram que existe evidente potencial na metodologia proposta para a avaliação de ineficiências da planta e para o desenvolvimento de planos de manutenção ideais.

2.3.2 Equipamentos dissipativos e abordagens alternativas

Diante de relatada dificuldade para a avaliação de sistemas que incluem componentes dissipativos, Piacentino e Cardona (2010a) propuseram um novo modelo termoeconômico direcionado a estes. É o caso de sistemas de refrigeração que possuem componentes dissipativos, como condensadores e válvulas de expansão. Segundo os autores, estes dispositivos podem dar margens para abordagens e resultados subjetivos em metodologias termoeconômicas convencionais. Desta forma, os autores estabeleceram uma nova classificação para os componentes de uma planta em análise, como *Product Makers* e *Product Takers*, e desenvolveram sua metodologia baseando-se nesses conceitos. O estudo, que foi estruturado em duas partes, inclui a análise (PIACENTINO e CARDONA, 2010a) e otimização (PIACENTINO e CARDONA, 2010b) de um chiller industrial, no qual opera um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, dando foco aos componentes dissipativos. Os autores concluíram que o método desenvolvido para a alocação de custos se mostrou menos adequado quando comparado a métodos termoeconômicos convencionais. Porém, se configura um método bastante útil para o problema de otimização.

Ainda na busca por aprimorar a análise de equipamentos dissipativos, Lourenço, Santos e Donatelli (2012) apresentaram uma abordagem termoeconômica alternativa, o Modelo UFS. Este método permite que válvulas de expansão e condensadores sejam isolados na estrutura produtiva, o que torna possível determinar os insumos e produtos desses componentes dissipativos. A abordagem foi aplicada em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor em dois estágios com inter-resfriamento. Os autores avaliaram um ciclo real e um teórico, a fim de verificar a consistência do método. E, além de concluírem que o método UFS gera bons resultados na definição de insumos e produtos, também pode ser utilizado para quantificar irreversibilidades. O Modelo UFS também foi implementado e validado por Lourenço *et al.* (2015) em um ciclo em cascata de refrigeração por compressão de vapor em dois estágios.

Com o intuito de avaliar a consistência de métodos de desagregação de exergia, Mendes *et al.* (2020) compararam os resultados de dois modelos termoeconômicos para o diagnóstico de falhas em sistemas de refrigeração. O primeiro, dividindo a exergia física em

suas componentes mecânica e térmica aplicando a neguentropia, e o segundo, desagregando em termos de energia interna, trabalho de fluxo e entropia (modelo UFS). Para isso, foram avaliadas quatro falhas de operação em um sistema de refrigeração de 27,5 TR. Os resultados mostraram que a desagregação convencional da exergia em componentes térmica e mecânica, com o uso da neguentropia, não fornece resultados razoáveis, já que foram obtidos valores de custo exergético menores que 1. E isso significa que a eficiência exergética seria maior que 100%. Por outro lado, o modelo UFS se mostrou mais adequado para avaliações de diagnóstico em sistemas de refrigeração, pois gera menos fluxos fictícios em relação ao outro método, além de gerar resultados de custo exergético condizentes com a segunda lei da termodinâmica.

Lorenzoni *et al.* (2020) aplicaram cinco abordagens termoeconômicas distintas, baseadas em diagramas produtivos (E, E&S, H&S, UFS e UFS+), com o intuito de avaliar os efeitos de cinco anomalias simuladas, separadamente, em dois sistemas: uma planta de potência à vapor e uma bomba de calor. Os modelos foram combinados com a fórmula de impacto de combustível para quantificar os efeitos de cada anomalia com a presença de um componente dissipativo, e avaliar o nível de precisão entre os mesmos. Os resultados mostraram que os modelos convencionais E (exergia total) e E&S (exergia total e neguentropia) não são adequados para a avaliação de ambos os sistemas: no caso da bomba de calor, nenhum dos modelos consegue isolar a válvula; e para a planta de potência, o modelo E não consegue isolar os componentes dissipativos, e o E&S gera inconsistências termodinâmicas na avaliação. Além disso, constatou-se que modelo UFS fornece mais precisão para o sistema de geração de potência, e o UFS+, para a bomba de calor, mas o aumento de complexidade dos modelos não compensam o ganho em acurácia. Então, os autores concluíram que as abordagens termoeconômicas H&S e UFS são recomendadas para a realização de diagnósticos em plantas simples de potência a vapor e bombas de calor, respectivamente.

2.3.3 Análise exergoambiental/ambiental de sistemas de refrigeração

Embora limitados quando se restringe à aplicação específica em sistemas de refrigeração e bombas de calor por compressão de vapor, estudos recentes têm combinado análises termoeconômicas com avaliações ambientais.

Catrini *et al.* (2018) propuseram uma abordagem baseada na Avaliação do Ciclo de Vida (ACV) e na Termoeconomia, e avaliou sua aplicação em um chiller de compressão de vapor resfriado a água. O objetivo foi combinar as duas técnicas para se obter uma visão abrangente do perfil exergoambiental de sistemas energéticos. Para avaliar o potencial do método como ferramenta para tomada de decisões nas fases de projeto e operação da planta, foram consideradas diferentes situações, relacionadas a alternativas de projeto, condições de contexto em termos de tecnologias de fonte de eletricidade e níveis de manutenção. Após as análises, os autores concluíram que, embora o método possa ser implementado para a avaliação de sistemas existentes, possui um potencial ainda maior na aplicação dessa metodologia como ferramenta de otimização de projeto.

Boyaghchi e Asgari (2017) desenvolveram uma análise comparativa entre dois sistemas de refrigeração em cascata, um convencional e outro equipado com um ejetor de pressão constante. Os sistemas foram avaliados nos pontos de vista exergético, exergoeconômico e exergoambiental, e foram selecionados parâmetros comuns de comparação como fluxo de refrigerante e temperaturas nos trocadores de calor. Por meio da análise foi possível avaliar a influência dos parâmetros em cada configuração e identificar qual sistema funciona melhor. Como resultado, concluiu-se que a configuração equipada com o ejetor apresenta desempenho melhor em todas as situações.

Mousavi e Mehrpooya (2020) realizaram uma análise exergética, exergoeconômica e exergoambiental de um sistema de refrigeração por absorção-compressão em cascata de 60,65 kW. As três análises foram conduzidas separadamente, e foi possível determinar os principais fatores que afetam individualmente o desempenho termodinâmico, os custos do processo e seu impacto ambiental. No entanto, segundo os autores, esta foi a primeira pesquisa que aplicou as três análises simultaneamente para este tipo de sistema, em uma avaliação paramétrica 3D. Então, os resultados apresentam como se relacionam os aspectos ambientais, técnicos e econômicos do processo.

Waheed *et al.* (2014) aplicaram termoeconomia e análise ambiental para comparar o desempenho de uma bomba de calor aprimorada, desenvolvida para melhorar a qualidade da troca de calor pelo equipamento. Os resultados mostraram que os modelos desenvolvidos apresentaram considerável economia de energia. Akbulut, Utlü e Kincay (2016) realizaram um estudo experimental e teórico de um sistema de aquecimento de parede com bomba de calor, para a investigação de seu desempenho energético, exergético, exergoeconômico e exergoambiental. Uma análise de incerteza foi feita para avaliar as precisões experimental e

numérica dos dados coletados. Um novo indicador, efetividade de custo exergético, foi definido como o produto de uma contribuição do componente para o custo total e a destruição total de exergia do sistema.

Uma aplicação do modelo UFS é apresentada por Fortes, Carvalho e Silva (2018), para alocar custos monetários e impactos ambientais em um protótipo de bomba de calor utilizado para a desidratar alimentos e produzir água. Uma configuração experimental, disponível em laboratório, foi aplicada como objeto de estudo. Os componentes com maior destruição de exergia foram identificados a partir de uma análise exergética. Por meio do modelo UFS, os componentes do objeto de estudo, incluindo unidades dissipativas, foram avaliados individualmente. Adicionalmente à análise econômica, uma Avaliação do Ciclo de Vida foi realizada para quantificar o impacto ambiental do sistema em termos de emissões de gases de efeito estufa. E então, o modelo UFS permitiu que os custos econômicos e ambientais fossem alocados de forma proporcional aos produtos do sistema. Os autores apresentam, também, uma estrutura produtiva inovadora para a avaliação da bomba de calor. A partir dos resultados da análise, os autores concluíram que, embora desenvolvida recentemente, a metodologia UFS lida com sucesso com unidades dissipativas, além de fornecer informações sobre irreversibilidades.

CAPÍTULO III

MATERIAL E MÉTODOS

3.1 OBJETO DE ESTUDO

O objeto de estudo deste trabalho é a Central de Água Gelada (CAG) de um *shopping* localizado em João Pessoa – PB, apresentada na Fig. 3.1. Trata-se de um conjunto de equipamentos responsável por resfriar e armazenar água para ser utilizada no sistema de climatização do *shopping*.



Figura 3.1 - Central de Água Gelada em estudo. Fonte: Autoria própria (2021).

Para o desenvolvimento deste estudo, foram realizadas quatro visitas às instalações do *shopping*, que ocorreram em novembro e dezembro de 2019, e janeiro de 2020. Inicialmente, com o estudo dos manuais dos equipamentos e consultas em documentos do projeto do sistema, foram determinados e identificados os parâmetros de funcionamento a

serem coletados, necessários para a análise. Em seguida, foi definido o intervalo entre as medições: uma hora. A segunda coleta foi realizada com um intervalo de 30 minutos a fim de verificar se a qualidade dos dados se alteraria, mas observou-se que não houve influência, então as coletas seguintes foram realizadas com o intervalo inicial. Por meio das visitas, foi possível descrever o sistema detalhadamente, e esquematizar o diagrama apresentado na Fig. 3.2.

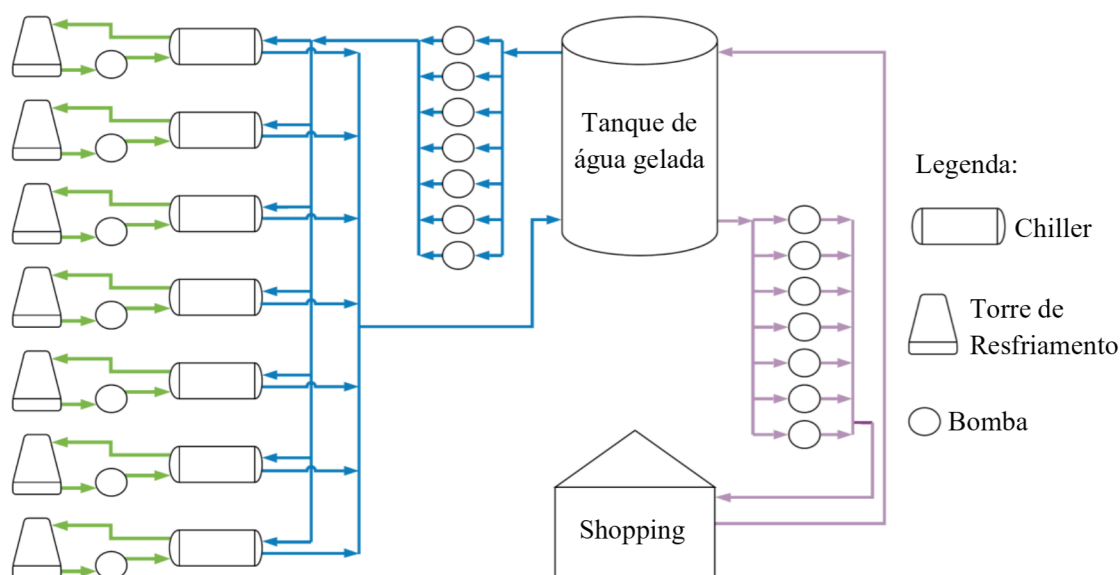


Figura 3.2 - Esquema da CAG do shopping. Fonte: Autoria própria (2021).

No diagrama apresentado, observa-se que o sistema é composto principalmente por sete unidades resfriadoras de líquido (*chillers*) enumerados de 01 a 07, que funcionam em conjunto com sete torres de resfriamento, e um tanque de água gelada. Além disso, a central de água gelada conta com três sistemas de bombeamento: as bombas primárias, que direcionam água do tanque aos *chillers*; as de condensação, que direcionam água de condensação das torres de resfriamento às unidades resfriadoras de líquido; e as secundárias, que bombeiam água gelada do tanque ao sistema de climatização do shopping. Assim, três circuitos de água são identificados, a saber, primário, secundário e de condensação, em azul, roxo e verde, respectivamente, conforme a Fig. 3.2.

As bombas do circuito de condensação, juntamente com os *chillers* e as torres de resfriamento, formam o sistema de resfriamento de água. Este, funciona no período noturno, aproximadamente de 23h às 07h, quando a energia elétrica custa menos, e tem o objetivo de

resfriar a água do tanque até cerca de $7,5^{\circ}\text{C}$. O tanque de água gelada apresentado neste trabalho (Fig. 3.3) consiste em um sistema de termoacumulação estratificado, que recebe água resfriada e a armazena por calor sensível.



Figura 3.3 – Tanque de água gelada do objeto de estudo. Fonte: Autoria própria (2021).

Quando a água do tanque é resfriada até determinado ponto, diz-se que o mesmo está carregado. O carregamento do tanque é monitorado por meio de doze sensores distribuídos ao longo de sua altura, sendo cada sensor responsável por indicar a temperatura de uma seção ou “anel” do tanque, como apresentado na Fig. 3.4. A contagem e o carregamento dos anéis ocorre de baixo para cima, ou seja, embaixo tem-se o medidor 1 e o último de cima, 12.

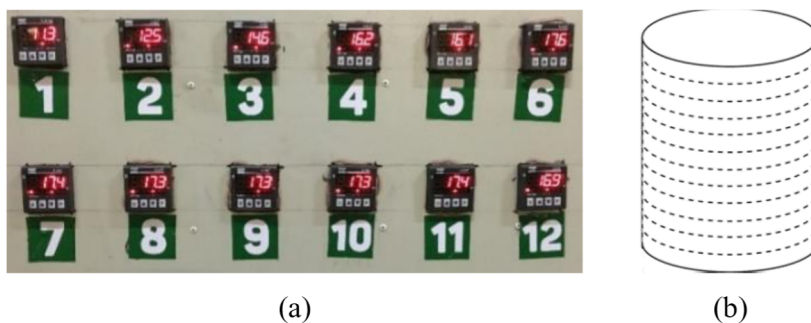


Figura 3.4 - Indicadores dos sensores (a) e esquema de divisão (b) do tanque. Fonte: Autoria própria (2021).

Quanto à dinâmica de funcionamento da CAG, tem-se normalmente quatro *chillers* acionados para o carregamento até o sétimo anel do tanque. No entanto, a depender da época

do ano, e consequentemente do fluxo de pessoas no *shopping*, esse padrão pode variar. As condições de manutenção dos chillers também podem influenciar nessa dinâmica de funcionamento. No caso das três primeiras visitas, por terem ocorrido em época de movimentação regular, quatro chillers funcionavam: no primeiro e segundo dias, funcionavam os chillers 01, 03, 04 e 07; e no terceiro, funcionavam os 01, 03, 04 e 06. Na quarta visita, que ocorreu em um período de grande movimentação, funcionavam cinco chillers: 01, 03, 04, 06 e 07.

A água que é armazenada no tanque é resfriada no interior dos *chillers* que, no caso em estudo, funcionam segundo o ciclo de refrigeração por compressão de vapor são resfriados à água, já que a energia térmica retirada da água resfriada é transferida para a água de condensação proveniente da torre de resfriamento. Na Figura 3.5 é apresentado o diagrama físico de um conjunto do sistema de resfriamento de água em estudo, ou seja, chiller, torre de resfriamento e bomba de água de condensação (ou bomba condensada). Observa-se que, além dos circuitos primário (em azul) e de condensação (em verde), existe um circuito interno no chiller (em vermelho). Este, constitui o circuito de refrigerante, R134a, do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Também, destaca-se em roxo o fluxo de ar que atravessa a torre trocando calor com a água de condensação, e em laranja, a água de recuperação, a qual repõe a parte da água de condensação que evapora.

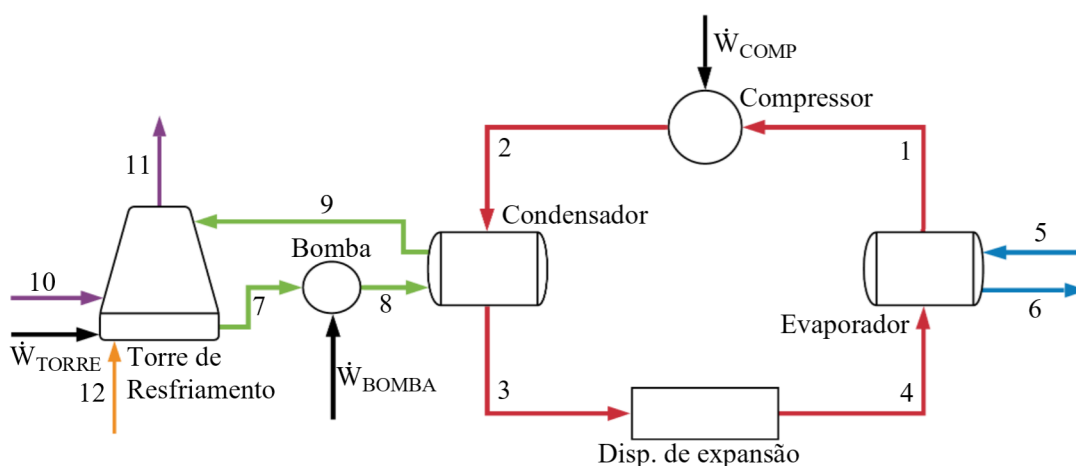


Figura 3.5 - Diagrama físico de um sistema de resfriamento de água. Fonte: Autoria própria (2021).

A partir da Fig. 3.5 é possível entender o processo de resfriamento da água considerando o ciclo ideal. No interior do chiller, o refrigerante sai do evaporador (Fluxo 1)

à pressão do mesmo e no estado de vapor saturado, tem sua pressão elevada no compressor até a pressão do condensador (Fluxo 2) e se torna vapor superaquecido; no condensador, o fluido é condensado rejeitando energia térmica para a água de condensação proveniente da torre de resfriamento (Fluxo 8) e retorna a uma temperatura mais alta (Fluxo 9); ao sair do condensador, o R134a, na condição de líquido comprimido (Fluxo 3), segue para o dispositivo de expansão, que consiste em duas placas de orifício dispostas em série, no qual sua pressão é reduzida até a pressão do evaporador; e então, ao entrar no evaporador (Fluxo 4), o refrigerante no estado de líquido saturado troca calor com a água a ser resfriada, que chega do tanque (Fluxo 5) e retorna resfriada (Fluxo 6), e sai em direção ao compressor como vapor saturado, completando o ciclo.

O visor do *chiller*, apresentado na Fig. 3.6, fornece uma enorme quantidade de dados. Então, foram selecionados apenas os dados termodinâmicos referentes aos circuitos de refrigerante, água de condensação e água gelada, como mostrado na Tab. 3.1.



Figura 3.6 - Visor de monitoramento e controle do *chiller*. Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 3.1 – Dados coletados no visor do *chiller*.

Dado	Simbologia adotada
Pressão de trabalho do evaporador	P_{EVAP}
Pressão de trabalho do condensador	P_{COND}
Temperatura de entrada de água gelada (AG)	$T_{AG,entra}$
Temperatura de saída de água gelada (AG)	$T_{AG,sai}$
Temperatura de entrada de água de condensação (AC)	$T_{AC,entra}$
Temperatura de saída de água de condensação (AC)	$T_{AC,sai}$
Temperatura do refrigerante na descarga do compressor	T_{DESC}

Fonte: Autoria própria (2021).

Os dados de pressão das AG e AC na entrada e na saída dos chillers foram obtidos por meio de medições nos manômetros instalados nas tubulações. As vazões mássicas, $\dot{m}_{AG}$, da água gelada e, $\dot{m}_{AC}$, da água de condensação, foram encontradas em documentos de projeto do sistema fornecidos pelo engenheiro responsável. Também, foram obtidas as potências elétricas nominais das torres de resfriamento ($\dot{W}_{TORRE}$) e das bombas condensadas ($\dot{W}_{BOMBA}$). Todos os dados obtidos durante o período de coletas são apresentados no APÊNDICE A. Os dados coletados no último dia foram descartados devido a uma descontinuidade no processo relacionada ao desligamento involuntário das máquinas 01 e 03.

O circuito secundário, por sua vez, é acionado durante o período de funcionamento do *shopping*, e responsável por direcionar a água gelada para o sistema de climatização, que retorna a uma temperatura mais alta ao tanque. Durante esse período diz-se que o tanque está sendo descarregado, e tem-se considerável economia de energia, já que os *chillers*, grandes consumidores de energia elétrica, não são acionados. Este trabalho estuda o ciclo de resfriamento da água que é armazenada no tanque, então inclui somente os circuitos primário, de condensação e de refrigerante.

3.2 ANÁLISE TERMODINÂMICA

Foram estabelecidas as seguintes considerações para a análise termodinâmica:

- Os equipamentos operam em regime permanente;
- As variações de energia cinética e potencial dos fluidos ao escoar através dos volumes de controle são desprezíveis;
- O processo que ocorre no dispositivo de expansão é isentálpico;
- Não há trocas de calor entre os componentes e suas respectivas vizinhanças;
- As propriedades dos fluidos não variam ao longo da seção transversal das tubulações;
- Pressão atmosférica (P_{AMB}), temperatura (T_{AMB}) e umidade relativa do ar (UR_{AMB}) ambiente são 101,325 kPa, 28°C e 0,68, respectivamente.
- Para a definição do estado morto, subscrito 0, foi considerada a condição ambiente: $P_0 = 101,325$ kPa e $T_0 = 301,15$ K;
- E a eficiência global do compressor (η_{global}) é 0,85.

Para determinar as propriedades termodinâmicas de cada fluxo do sistema estudado e solucionar o conjunto de equações para a análise, foi desenvolvido um código computacional na plataforma EES - *Engineering Equation Solver* (F-CHART SOFTWARE, 2019). No diagrama de blocos apresentado na Fig. 3.7, são descritas as etapas para o desenvolvimento do código das análises termodinâmica, termoeconômica e ambiental, descritas nos subtópicos e tópicos a seguir.

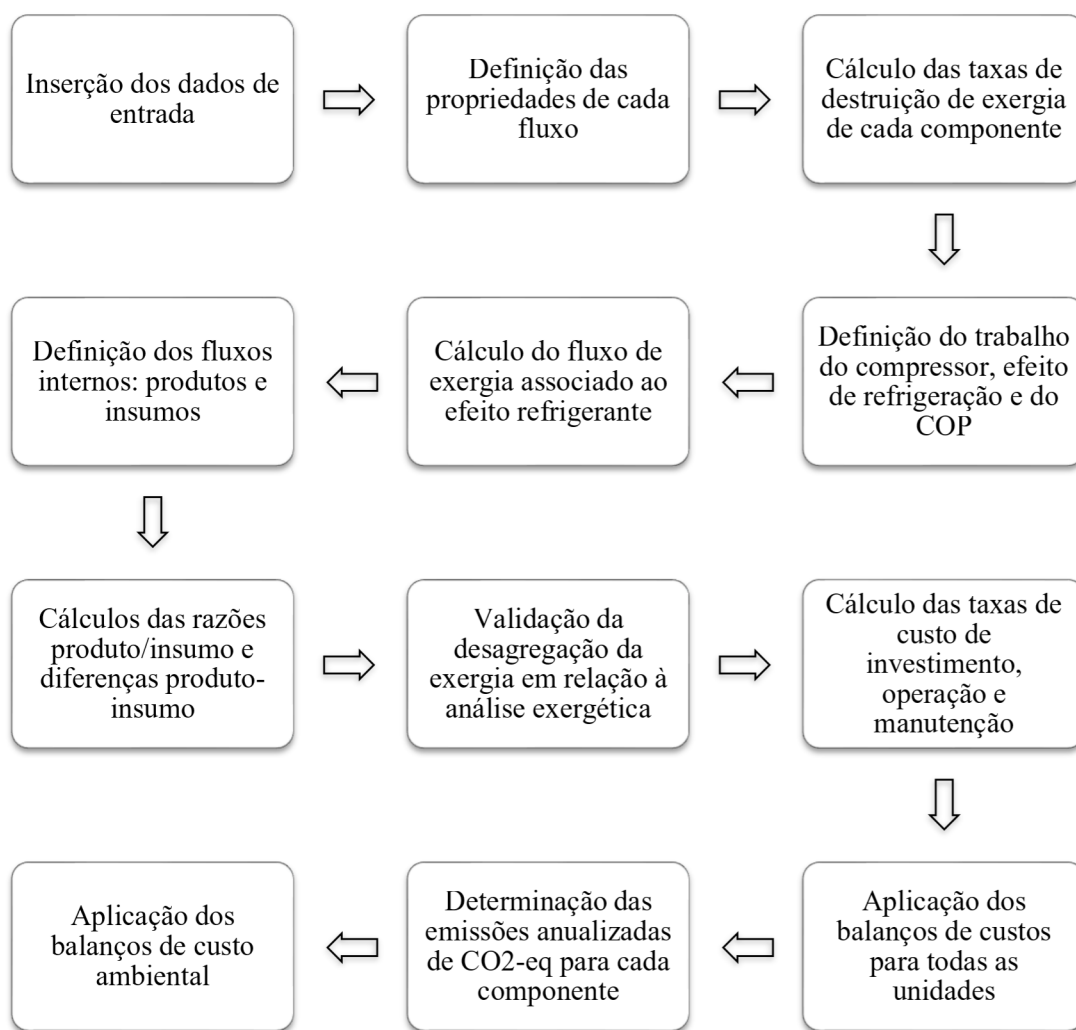


Figura 3.7 - Análise do Sistema de Água Gelada no *software* EES. Fonte: Autoria própria (2021).

3.2.1 Análise energética

Inicialmente, foram definidos os estados termodinâmicos de todos os fluxos que compõem o processo, a começar pelos que possuem ao menos duas propriedades termodinâmicas conhecidas, como mostra a Tab. 3.2. A numeração está em conformidade com a Fig. 3.5.

Tabela 3.2 – Propriedades conhecidas dos fluxos.

Fluxo	Propriedades	
1	$P_1 = P_{\text{EVAP}}$	$\chi_1 = 1$
2	$P_2 = P_{\text{COND}}$	$T_2 = T_{\text{DESC}}$
4	$P_4 = P_{\text{EVAP}}$	$h_3 = h_4$
5	$P_5 = P_{\text{AG,e}}$	$T_5 = T_{\text{AG,e}}$
6	$P_6 = P_{\text{AG,s}}$	$T_6 = T_{\text{AG,s}}$
7	$P_7 = P_{\text{AMB}}$	$T_7 = T_{\text{AC,e}}$
8	$P_8 = P_{\text{AC,e}}$	$T_8 = T_{\text{AC,e}}$
9	$P_9 = P_{\text{AC,s}}$	$T_9 = T_{\text{AC,s}}$
10	$P_{10} = P_{\text{AMB}}$	$T_{10} = T_{\text{AMB}}$
11	$P_{11} = P_{\text{AMB}}$	$T_{11} = T_9$
12	$P_{12} = P_{\text{AMB}}$	$T_{12} = T_{\text{AMB}}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Algumas propriedades acima foram obtidas por meio de avaliações termodinâmicas, que são apresentadas a seguir:

- O título do Fluxo 1 foi definido como $\chi_1 = 1$ porque, pela falta de informações sobre o superaquecimento na saída do evaporador, considerou-se que o R134a sai do mesmo como vapor saturado;
- A entalpia do Fluxo 4 é igual a do Fluxo 3 ($h_3 = h_4$) porque o dispositivo de expansão é isentálpico;
- A temperatura do Fluxo 7 foi determinada como $T_7 = T_{\text{AC,e}}$ considerando que não há variação de temperatura na tubulação até a entrada do *chiller*, apenas uma elevação da pressão promovida pela bomba condensada;
- O Fluxo 10 é o ar ambiente;
- A temperatura do Fluxo 11 é igual a do Fluxo 9 ($T_{11} = T_9$) porque, na falta de informação precisa, considerou-se o equilíbrio termodinâmico dos fluxos que se

cruzam. Ou seja, a temperatura do ar úmido que sai da torre se iguala à temperatura da água que entra. Além disso, possui umidade relativa (UR) igual a 0,93.

- E o Fluxo 12 é água em condições ambiente.

A partir das informações acima, é possível definir completamente as propriedades termodinâmicas temperatura (T), volume específico (v), entalpia (h), energia interna (u) e entropia (s) para os Fluxos 1, 2, 5, 6, 7, 8, 9 e 12. E para os fluxos 10 e 11 foi possível determinar as razões de umidade ω_{10} e ω_{11} , respectivamente.

Contudo, nota-se que ainda é necessário determinar o estado do Fluxo 3, a vazão mássica do R134a dentro do ciclo ($\dot{m}_R$) e as vazões mássicas dos Fluxos 10, 11 e 12. Foi possível determinar os dois primeiros por meio do balanço de energia (Equação 3.1), previsto na Primeira Lei da Termodinâmica, nos volumes de controle apresentados na Fig. 3.8.

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum_{\text{entra}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (3.1)$$

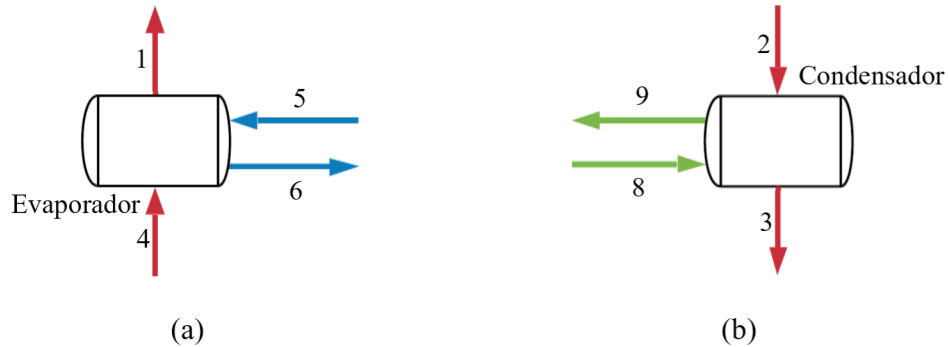


Figura 3.8 – Volumes de controle do evaporador (a) e do condensador (b). Fonte: Autoria própria (2021).

Aplicando a Equação 3.1 no evaporador (Fig. 3.8a) e no condensador (Fig. 3.8b), já implementando as considerações apresentadas no início deste capítulo e isolando as variáveis de interesse ($\dot{m}_R$ e h_3), foram obtidas as Equações 3.2 e 3.3, respectivamente.

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{m}_{AG}(h_6 - h_5)}{h_4 - h_1} \quad (3.2)$$

$$h_3 = h_2 + \frac{\dot{m}_{AC}}{\dot{m}_R} (h_9 - h_8) \quad (3.3)$$

Implementando as equações 3.2 e 3.3 no código e sabendo que $P_3 = P_{COND}$, determinou-se o estado do Fluxo 3 e, conseqüentemente, do Fluxo 4. A determinação das vazões mássicas dos Fluxos 10, 11 e 12 ($\dot{m}_{12}$) é necessária para a posterior análise exergética da torre de resfriamento. Para isso, foram aplicados os balanços de massa e de energia apresentados nas Equações 3.4 e 3.5, respectivamente.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{ar,11} (\omega_{11} - \omega_{10}) \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_{ar,11} = \frac{\dot{m}_{AC}(h_9 - h_7)}{h_{ar,11} + \omega_{11}h_{v,11} - \omega_{10}h_{v,10} - h_{ar,10} - (\omega_{11} - \omega_{10})h_{12}} \quad (3.5)$$

Onde: $\dot{m}_{ar,11}$ é a vazão mássica de ar seco do Fluxo 11, que tem o mesmo valor para o Fluxo 10; $h_{ar,10}$ e $h_{ar,11}$ são as entalpias da porção ar seco e, $h_{v,10}$ e $h_{v,11}$ são as entalpias da porção de vapor saturado dos Fluxos de ar úmido 10 e 11. Estes valores foram calculados de acordo com as condições apresentadas na Tab. 3.2.

E então, para concluir a análise energética, foi calculado o coeficiente de performance (COP) dos *chillers*, indicador que quantifica o desempenho de uma máquina de refrigeração. Para isso, foram empregadas as Equações 3.6 a 3.9.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{COMP}} \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R(h_1 - h_4) \quad (3.7)$$

$$\dot{W}_{COMP} = \frac{\dot{W}_c}{\eta_{global}} \quad (3.8)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R(h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

Onde $\dot{Q}_R$ é o efeito de refrigeração, $\dot{W}_{COMP}$ é a potência elétrica do compressor e $\dot{W}_c$ representa o trabalho termodinâmico do compressor. Com o intuito de validar a análise energética, os valores de COP dos *chillers* serão confrontados com os valores obtidos no manual do fabricante e em dados da literatura.

3.2.2 Análise exergética

Para a determinação da transferência de exergia ($\dot{E}_y$) associada a cada fluxo de massa ($\dot{m}_y$) da Fig. 3.5, foi aplicada a Equação 3.10, onde e_y é a exergia específica de cada fluxo y .

$$\dot{E}_y = \dot{m}_y \cdot e_y \quad (3.10)$$

As exergias específicas dos fluxos de refrigerante (1 a 4), água gelada (5 e 6) e água de condensação (7 a 9) e água de reposição (12) foram calculadas a partir de fórmula da exergia de escoamento dada pela Equação 3.11. Onde h_0 e s_0 são, respectivamente, entalpia e entropia na condição de estado morto para a substância correspondente.

$$\psi_y = (h_y - h_0) - T_0(s_y - s_0) \quad (3.11)$$

A parcela de exergia química dos fluxos de água, 49,9 kJ/kg (MORAN et al., 2011) foi somada para a obtenção da exergia total. Para o cálculo das exergias específicas dos Fluxos 10 e 11, foi aplicada a abordagem clássica segundo Bejan (2016), que trata o ar úmido como uma mistura de ar seco e vapor d'água, os quais individualmente se comportam como gases ideais, dada pela Equação 3.12.

$$\begin{aligned} \varepsilon_y = & (c_{p,a} + \omega_y \cdot c_{p,v})T_0 \left(\frac{T_y}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_y}{T_0} \right) + (1 + \tilde{\omega}_y)R_a \cdot T_0 \cdot \ln \frac{P_y}{P_0} + \\ & R_a \cdot T_0 \left(\ln \frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}_y} + \tilde{\omega}_y \cdot \ln \frac{\tilde{\omega}_y}{\tilde{\omega}_0} \frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}_y} \right) \end{aligned} \quad (3.12)$$

Onde: ε_y é o fluxo de exergia total por kg de ar seco; $c_{p,a}$ e $c_{p,v}$ são os calores específicos à pressão constante do ar e do vapor d'água, respectivamente; ω_y e $\tilde{\omega}_y$ são a razão

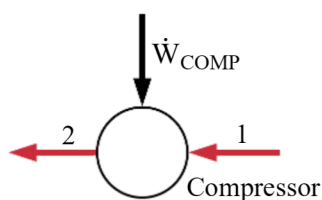
de umidade e a razão de fração molar do fluxo y , respectivamente; e R_a é a constante do gás ideal para o ar. E então, para determinar a taxa de exergia destruída na torre, foi aplicado o balanço de exergia apresentado na Eq. (3).

Então, após o cálculo de todas as transferências de exergia presentes em cada conjunto de *chiller*, torre de resfriamento e bomba condensada analisado, prosseguiu-se para o cálculo da taxa de destruição de exergia ($\dot{E}_{D,x}$) de cada equipamento. Para isso, foi aplicado o balanço de exergia para volumes de controle em regime permanente, apresentado na Equação 3.13.

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W + \dot{E}_{y,entra} - \dot{E}_{y,sai} - \dot{E}_{D,x} = 0 \quad (3.13)$$

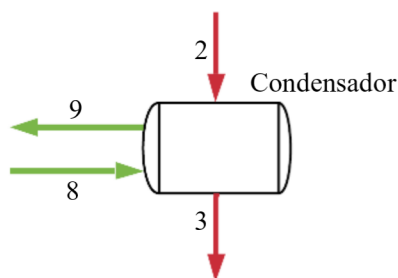
Onde $\dot{E}_Q$ é a taxa de exergia por transferência de calor através das fronteiras do volume de controle, $\dot{E}_W$, o fluxo de exergia por trabalho, e $\dot{E}_{y,entra}$ e $\dot{E}_{y,sai}$ são as transferências de exergia por fluxo de massa que entra e sai, respectivamente.

Desta forma, as equações provenientes da aplicação do balanço de exergia em cada equipamento, já isolando a variável de interesse ($\dot{E}_{D,x}$) são apresentadas nas Figuras 3.8 a 3.14.



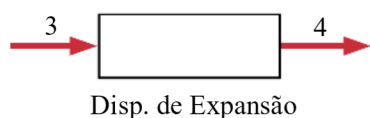
$$\dot{E}_{D,COMP} = \dot{W}_{COMP} + \dot{E}_1 - \dot{E}_2$$

Figura 3.9 – Balanço de exergia aplicado ao compressor. Fonte: Autoria própria (2021).



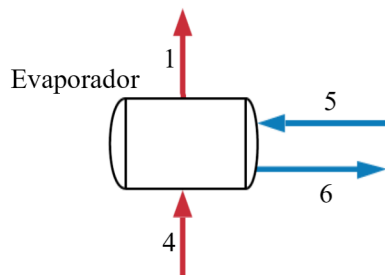
$$\dot{E}_{D,COND} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_8 - \dot{E}_9$$

Figura 3.10 – Balanço de exergia aplicado ao condensador. Fonte: Autoria própria (2021).



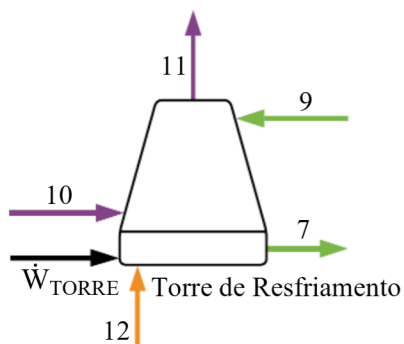
$$\dot{E}_{D,DISP} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4$$

Figura 3.11 – Balanço de exergia aplicado ao dispositivo de expansão. Fonte: Autoria própria (2021).



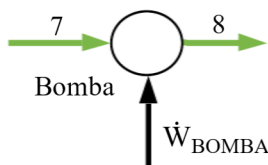
$$\dot{E}_{D,EVAP} = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 + \dot{E}_5 - \dot{E}_6$$

Figura 3.12 – Balanço de exergia aplicado ao evaporador. Fonte: Autoria própria (2021).



$$\dot{E}_{D,TORRE} = \dot{W}_{TORRE} + \dot{E}_9 - \dot{E}_7 + \dot{E}_{10} + \dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$$

Figura 3.13 – Balanço de exergia aplicado à torre de resfriamento. Fonte: Autoria própria (2021).



$$\dot{E}_{D,BOMBA} = \dot{W}_{BOMBA} + \dot{E}_7 - \dot{E}_8$$

Figura 3.14 – Balanço de exergia aplicado à bomba. Fonte: Autoria própria (2021).

3.3 ANÁLISE TERMoeCONômICA

A análise termoeconômica apresentada neste trabalho foi desenvolvida por meio dos modelos H&S e UFS, conforme apresentado no tópico 2.1.3. Para o ciclo de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador), foi adotado o modelo UFS, e para o circuito de resfriamento (condensador, torre de resfriamento e bomba), foi aplicado o modelo H&S. Esta medida foi adotada para evitar um aumento de complexidade desnecessário no diagrama produtivo e resolver o problema de forma mais direta, uma vez que a desagregação da exergia em termos de entalpia e entropia (H&S) já permite tratar o circuito de resfriamento de forma adequada. Já o ciclo de refrigeração, por incluir uma válvula de expansão, deve ser estudado aplicando um nível de desagregação maior (modelo UFS), já o que modelo anterior não é capaz de isolar este componente na estrutura produtiva.

O estudo teve início com a determinação dos fluxos internos: em termos de energia interna (U), trabalho de fluxo (F) e entropia (S), por meio das Equações 2.17 a 2.19, para o ciclo de refrigeração; e em termos de entalpia (H) e entropia (S), por meio das Equações 2.11 e 2.12, para o circuito de resfriamento. Consequentemente, foi possível definir os insumos e produtos de cada componente, como mostra a Tabela 3.3. O produto do evaporador foi calculado já como o acréscimo de exergia ($\dot{E}_6 - \dot{E}_5$), representado como $\dot{E}_{Q,EVAP}$. E, o fluxo de exergia do ar que deixa a torre de resfriamento (Fluxo 11), é contabilizado como resíduo, já que é despejado para o ambiente sem uso termodinâmico dentro do sistema.

Tabela 3.3 – Insumos e produtos de cada componente.

Componente	Insumo (E_F)	Produto (E_P)
Compressor	$\dot{W}_{COMP} + S_{2:1}$	$U_{2:1} + F_{2:1}$
Condensador	$U_{2:3} + F_{2:3} + S_{9:8}$	$S_{2:3} + H_{9:8}$
Disp. de expansão	$U_{3:4} + S_{4:3}$	$F_{4:3}$
Evaporador	$S_{1:4}$	$U_{1:4} + F_{1:4} + \dot{E}_{Q,EVAP}$
Torre de resfriamento	$\dot{W}_{TORRE} + E_{12} + H_{9:7}$	$S_{9:7}$
Bomba condensada	$\dot{W}_{BOMBA} + S_{8:7}$	$H_{8:7}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Após a definição dos produtos e insumos, foi possível desenhar o diagrama produtivo do sistema em análise, indicando a distribuição dos fluxos produtivos entre as unidades

produtivas (retângulos) e fictícias, com o auxílio das junções (losangos) e bifurcações (círculos) como apresentado na Fig. 3.15. Tomando o condensador (COND) como ponto central, tem-se: ao lado direito do diagrama, o ciclo de refrigeração, no qual os fluxos internos U, F e S são representados pelas cores vermelho, lilás e laranja, respectivamente; e ao lado esquerdo, o circuito de resfriamento, no qual os fluxos produtivos H e S são apresentados nas cores verde e rosa, respectivamente. Uma versão em maior escala pode ser observada no APÊNDICE B.

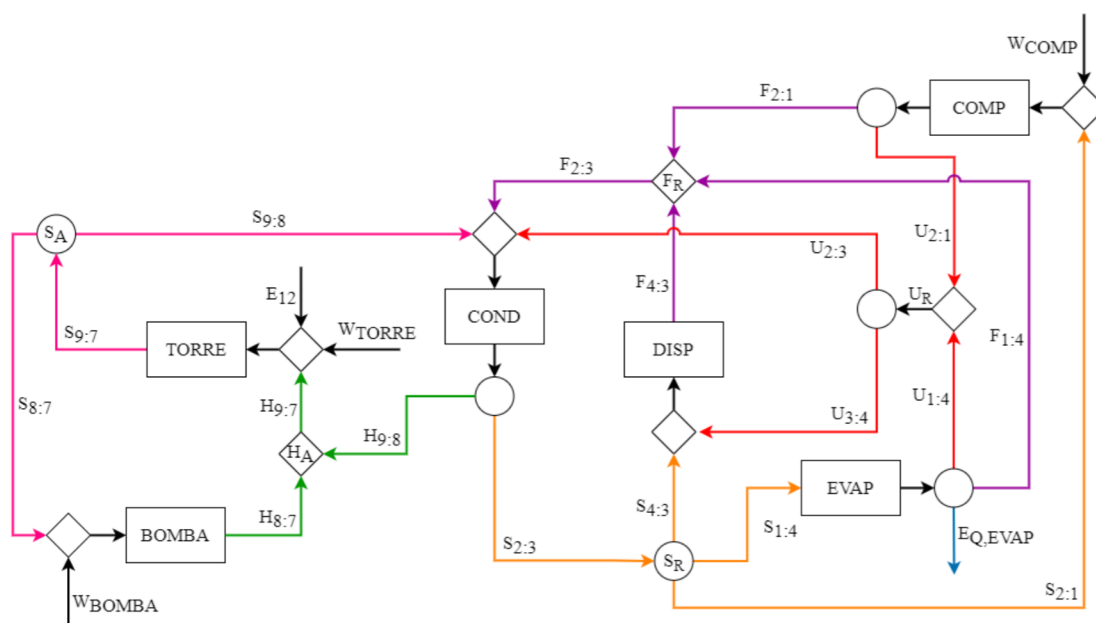


Figura 3.15 – Diagrama produtivo do conjunto estudado. Fonte: Autoria própria (2021).

Na Figura 3.15, as unidades produtivas/dissipativas COMP, COND, DISP, EVAP, TORRE e BOMBA indicam, respectivamente, compressor, condensador, dispositivo de expansão, evaporador, torre de resfriamento e bomba. E, sabendo que existem dois fluidos de trabalho circulando pelos componentes (água e R134a), estudados em níveis de desagregação diferentes, tem-se: para a água de condensação (circuito de resfriamento), as unidades fictícias H_A e S_A ; e para o refrigerante R134a (ciclo de refrigeração), as unidades fictícias U_R , F_R e S_R . Cada unidade fictícia redistribui os fluxos de seu termo conforme a definição de produto ou insumo entre os componentes.

Em seguida, de acordo com o diagrama produtivo, foram definidos os balanços de custos exergéticos (k) e monetários (c) para cada unidade produtiva/dissipativa e fictícia,

como apresentam as Tab. 3.4 e 3.5. Destaca-se que, por conta de sua dupla função e para um melhor entendimento, são apresentados dois balanços para o condensador, referentes aos modelos UFS e H&S. Estes balanços são somados na resolução das equações.

Tabela 3.4 – Balanços de custos exergéticos para cada componente.

UFS – Ciclo de Refrigeração	
Compressor	$k_1(F_{2:1} + U_{2:1}) = k_{SR} \cdot S_{2:1} + \dot{W}_{COMP}$
Condensador	$k_2 \cdot S_{2:3} = k_{FR} \cdot F_{2:3} + k_{UR} \cdot U_{2:3}$
Disp. de expansão	$k_3 \cdot F_{4:3} = k_{UR} \cdot U_{3:4} + k_{SR} \cdot S_{4:3}$
Evaporador	$k_4(\dot{E}_{Q,EVAP} + F_{1:4} + U_{1:4}) = k_{SR} \cdot S_{1:4}$
U_R	$k_{UR}(U_{3:4} + U_{2:3}) = k_1 \cdot U_{2:1} + k_4 \cdot U_{1:4}$
F_R	$k_{FR} \cdot F_{2:3} = k_1 \cdot F_{2:1} + k_3 \cdot F_{4:3} + k_4 \cdot F_{1:4}$
S_R	$k_{SR}(S_{4:3} + S_{2:1} + S_{1:4}) = k_2 \cdot S_{2:3}$
H&S – Circuito de Resfriamento	
Condensador	$k_2 \cdot H_{9:8} = k_{SA} \cdot S_{9:8}$
Torre de resfriamento	$k_5 \cdot S_{9:7} = k_{HA} \cdot H_{9:7} + \dot{W}_{TORRE} + E_{12}$
Bomba condensada	$k_6 \cdot H_{8:7} = k_{SA} \cdot S_{8:7} + \dot{W}_{BOMBA}$
H_A	$k_{HA} \cdot H_{9:7} = k_2 \cdot H_{9:8} + k_6 \cdot H_{8:7}$
S_A	$k_{SA}(S_{9:8} + S_{8:7}) = k_5 \cdot S_{9:7}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 3.5 – Balanços de custos monetários para cada componente.

UFS – Ciclo de Refrigeração	
Compressor	$c_1(F_{2:1} + U_{2:1}) = c_{SR} \cdot S_{2:1} + c_w \cdot \dot{W}_{COMP} + \dot{Z}_{COMP}$
Condensador	$c_2 \cdot S_{2:3} = c_{FR} \cdot F_{2:3} + c_{UR} \cdot U_{2:3} + \dot{Z}_{COND}$
Disp. de expansão	$c_3 \cdot F_{4:3} = c_{UR} \cdot U_{3:4} + c_{SR} \cdot S_{4:3} + \dot{Z}_{DISP}$
Evaporador	$c_4(\dot{E}_{Q,EVAP} + F_{1:4} + U_{1:4}) = c_{SR} \cdot S_{1:4} + \dot{Z}_{EVAP}$
U_R	$c_{UR}(U_{3:4} + U_{2:3}) = c_1 \cdot U_{2:1} + c_4 \cdot U_{1:4}$
F_R	$c_{FR} \cdot F_{2:3} = c_1 \cdot F_{2:1} + c_3 \cdot F_{4:3} + c_4 \cdot F_{1:4}$
S_R	$c_{SR}(S_{4:3} + S_{2:1} + S_{1:4}) = c_2 \cdot S_{2:3}$
H&S – Circuito de Resfriamento	
Condensador	$c_2 \cdot H_{9:8} = c_{SA} \cdot S_{9:8}$
Torre de resfriamento	$c_5 \cdot S_{9:7} = c_{HA} \cdot H_{9:7} + c_w \cdot \dot{W}_{TORRE} + c_a \cdot \dot{m}_{12} + \dot{Z}_{TORRE}$
Bomba condensada	$c_6 \cdot H_{8:7} = c_{SA} \cdot S_{8:7} + c_w \cdot \dot{W}_{BOMBA} + \dot{Z}_{BOMBA}$
H_A	$c_{HA} \cdot H_{9:7} = c_2 \cdot H_{9:8} + c_6 \cdot H_{8:7}$
S_A	$c_{SA}(S_{9:8} + S_{8:7}) = c_5 \cdot S_{9:7}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Para as variáveis k e c , os subscritos são identificados da seguinte maneira: 1, representa o compressor; 2, o condensador; 3, o dispositivo de expansão; 4, o evaporador; 5, a torre de resfriamento; e 6, a bomba. Esses valores representam os custos dos produtos de cada componente, sendo que os exergéticos são dados em kW/kW, e os monetários, em R\$/kJ. Nas equações de custos monetários dadas na Tab. 3.5, c_w corresponde ao preço da energia elétrica, que é o insumo da planta, e c_a é preço a água, um dos insumos da torre de resfriamento. O primeiro valor foi obtido no quadro de tarifas da concessionária (ENERGISA, 2021), e convertido para 0,00006872 R\$/kJ, para ser aplicado no balanço de custos monetários. O segundo valor, da água de reposição, foi obtido da mesma forma, no site da concessionária (CAGEPA, 2021), e convertido em 0,01264 R\$/kg, para sua aplicação no balanço.

As taxas de custo de aquisição, operação e manutenção foram calculadas conforme as Equações 2.3 e 2.4, considerando os valores de preço de aquisição (Z_x) apresentados na Tab. 3.6., obtidos com o engenheiro responsável pelo projeto do sistema estudado.

Tabela 3.6 – Dados econômicos dos componentes.

Componente	Chiller	Torre de resfriamento	Bomba
Z_x [R\$]	1559370	160000	25000

Fonte: Autoria própria (2021).

Para todos os componentes foi considerada uma vida útil de 20 anos, 3000 h anuais de operação, fator de manutenção 1,07 e a taxa anual de juros igual a 0,05. Para a distribuição do custo de cada componente do chiller, foram considerados os fatores de importância (f), como mostra na Equação 3.14 (MARQUES, 2018). Os valores de f foram determinados conforme d'Accadia e Rossi (1997) e Chun (2020), e são apresentados na Tab. 3.7.

$$Z_x = f \cdot Z_{\text{chiller}} \quad (3.14)$$

Tabela 3.7 – Fatores de importância para os componentes do *chiller*.

Componente	f
Compressor	0,514
Condensador	0,054
Disp. de expansão	0,021
Evaporador	0,411

Fonte: Autoria própria (2021).

E então, após a resolução dos sistemas de equações, foi possível obter os custos exergéticos e monetários de cada fluxo produtivo. Além disso, para avaliar o desempenho dos componentes, foram determinados os valores de razão produto-insumo (Equação 2.16) para cada componente, assim como as diferenças entre insumo e produto (Equação 2.17). Estes últimos foram confrontados com os valores de destruição de exergia obtidos na análise exergética para uma validação desta análise.

3.4 ANÁLISE DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA

Os balanços de custos ambientais foram obtidos a partir da teoria apresentada no tópico 2.2, por meio da Equação 2.18, e são apresentados na Tab. 3.8.

Tabela 3.8 – Balanços de custos ambientais dados em emissões de GEE.

UFS – Ciclo de Refrigeração	
Compressor	$y_1 (F_{2:1} + U_{2:1}) = y_{SR} \cdot S_{2:1} + y_w \cdot \dot{W}_{COMP} + \dot{Y}_{COMP}$
Condensador	$y_2 \cdot S_{2:3} = y_{FR} \cdot F_{2:3} + y_{UR} \cdot U_{2:3} + \dot{Y}_{COND}$
Disp. de expansão	$y_3 \cdot F_{4:3} = y_{UR} \cdot U_{3:4} + y_{SR} \cdot S_{4:3} + \dot{Y}_{DISP}$
Evaporador	$y_4 (\dot{E}_{Q,EVAP} + F_{1:4} + U_{1:4}) = y_{SR} \cdot S_{1:4} + \dot{Y}_{EVAP}$
U _R	$y_{UR} (U_{3:4} + U_{2:3}) = y_1 \cdot U_{2:1} + y_4 \cdot U_{1:4}$
F _R	$y_{FR} \cdot F_{2:3} = y_1 \cdot F_{2:1} + y_3 \cdot F_{4:3} + y_4 \cdot F_{1:4}$
S _R	$y_{SR} (S_{4:3} + S_{2:1} + S_{1:4}) = y_2 \cdot S_{2:3}$
H&S – Circuito de Resfriamento	
Condensador	$y_2 \cdot H_{9:8} = y_{SA} \cdot S_{9:8}$
Torre de resfriamento	$y_5 \cdot S_{9:7} = y_{HA} \cdot H_{9:7} + y_w \cdot \dot{W}_{TORRE} + y_a \cdot \dot{m}_{12} + \dot{Y}_{TORRE}$
Bomba condensada	$y_6 \cdot H_{8:7} = y_{SA} \cdot S_{8:7} + y_w \cdot \dot{W}_{BOMBA} + \dot{Y}_{BOMB}$
H _A	$y_{HA} \cdot H_{9:7} = y_2 \cdot H_{9:8} + y_6 \cdot H_{8:7}$
S _A	$y_{SA} (S_{9:8} + S_{8:7}) = y_5 \cdot S_{9:7}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Para a determinação dos valores de $\dot{Y}_x$ para cada equipamento (x), foi realizada uma Avaliação do Ciclo de Vida (ACV) por meio do programa SimaPro v.9.1.0.8 (PRé SUSTAINABILITY, 2020), que permite modelar e analisar ciclos de vida complexos de forma sistemática e conforme as normas ISO 14040 (2006) e 14044 (2006). A análise considerou os processos de manufatura, transporte dos componentes dos locais de fabricação ao local de instalação, bem como para o destino ao final do ciclo de vida, e o método

empregado para a destinação final. De acordo com o manual do fabricante, foram consideradas duas recargas de 581 kg de refrigerante R134a ao longo da vida útil de 20 anos dos componentes.

Para a análise de inventário foi utilizado o *Ecoinvent* 3.6 (2020), que é um banco de dados que fornece dados de processo para milhares de produtos. E para a avaliação de impacto ambiental, tendo em vista o atual cenário de mudanças climáticas e preocupação com aquecimento global, o método aplicado foi o IPCC 2013 GWP 100a (IPCC, 2013). Este método aplica os fatores de conversão publicados pelo IPCC em seus relatórios para converter e agrupar as emissões de gases de efeito estufa em uma métrica comum, em termos de quilogramas de dióxido de carbono-equivalente (kg CO₂-eq).

A composição material dos equipamentos utilizada para o desenvolvimento da análise é apresentada nas Tabelas 3.9, 3.10 e 3.11. Estas informações foram obtidas dos catálogos técnicos dos respectivos equipamentos e em consultas aos fabricantes.

Tabela 3.9 – Composição material dos *chillers*.

Componente	Material	Massa [kg]
Condensador	ASME AS516 Gr. 70 *	2847,425
	ASME SB359 **	1220,325
Evaporador	ASME AS516 Gr. 70	2910,425
	ASME SB359	1247,325
Dispositivo de expansão	ASME AS106 Gr. B *	49,350
Conjunto motor-compressor	ASME AS516 Gr. 70	2818,793
	ASME SB359	148,358
<i>Massa total</i>		<i>11242,000</i>

* Aço Laminado a Quente. ** Cobre ranhurado.

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 3.10 – Composição material das torres de resfriamento.

Material	Massa [kg]
PRF*	3990
Polipropileno	285
PVC	570
Aço inoxidável	855
<i>Massa total</i>	<i>5700</i>

*PRF – Plástico reforçado com fibra de vidro.

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 3.11 – Composição material das bombas.

Material	Massa [kg]
Ferro fundido	94,5
Aço SAE 1040	52,5
Plástico	10,5
Alumínio injetado	52,5
<i>Massa total</i>	<i>210,0</i>
Fonte: Autoria própria (2021).	

Por meio de pesquisa junto aos fabricantes, foi possível identificar os locais de fabricação dos equipamentos. Os trajetos foram definidos, tornando possível determinar as distâncias e meios de transporte apresentados na Tabela 3.12.

Tabela 3.12 – Trajetos e distâncias percorridos pelos componentes avaliados.

Trajetos	Distância [km]	Veículo
Chiller		
Fábrica em Charlotte, NC, USA → Porto de Wilmington, NC, USA	321	Caminhão de carga
Porto de Wilmington, NC, USA → Porto de Suape, PE, BRA	8606,24	Navio de carga
Porto de Suape, PE, BRA → Local de instalação em João Pessoa, PB, BRA	166	Caminhão de carga
Torre de Resfriamento		
Fábrica em São Bernardo do Campo, SP, BRA → Local de instalação em João Pessoa, PB, BRA	2795	Caminhão de carga
Bomba		
Fábrica em Jaboatão dos Guararapes - PE, BRA → Local de instalação em João Pessoa, PB, BRA	133	Caminhão de carga

Fonte: Autoria própria (2021).

Quanto ao destino final dos equipamentos, foi considerado o melhor cenário dentre as possibilidades e alternativas em João Pessoa – PB e cidades próximas. Considerou-se o tratamento de todos os componentes em uma empresa de reciclagem especializada em equipamentos industriais, localizada em Recife – PE. O transporte foi contabilizado na avaliação, sendo 121 km percorridos por caminhões de carga. Adicionalmente, na análise das máquinas de refrigeração, considerou-se a incineração do refrigerante R134a como

destinação final. Além disso, o destino final considerado para o PRF que compõe a torre de resfriamento foi o aterro sanitário de Recife – PE (localidade da empresa de reciclagem), já que este material não pode ser reciclado.

Para quantificar as emissões de gases de efeito estufa associadas ao consumo de 1 kWh de eletricidade da rede elétrica, utilizou-se a metodologia de Carvalho e Delgado (2017). Considerou-se o mix elétrico de geração composto por 66,67% hidroelétrica, 9,28% gás natural, 9,15% eólica, 8,25% biomassa (bagaço de cana-de-açúcar), 2,79% nuclear, 1,62% carvão, 1,55% óleo, e 0,69% solar (ONS, 2020).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA

4.1.1 Análise energética

A partir da execução do código da análise termodinâmica, foram determinadas as propriedades de cada fluxo para cada conjunto de chiller, bomba e torre de resfriamento. As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam os resultados obtidos por meio da análise energética para o conjunto do *chiller* 01. Os resultados para os demais conjuntos são apresentados no APÊNDICE C.

Tabela 4.1 – Propriedades dos fluxos de R134a e água do conjunto do *chiller* 1.

Fluxo	P [kPa]	T[°C]	h [kJ/kg]	u [kJ/kg]	Pv [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	377,0	7,2	254,6	234,1	20,47	0,9279
2	890,9	39,1	273,4	252,5	20,94	0,9310
3	890,9	35,1	112,6	110,5	2,14	0,4095
4	377,0	7,2	112,6	107,0	5,62	0,4213
5	463,3	16,3	68,8	68,3	0,46	0,2430
6	414,3	7,2	30,7	30,3	0,41	0,1093
7	101,3	29,0	121,6	121,5	0,10	0,4227
8	238,3	29,0	121,7	121,5	0,24	0,4226
9	208,3	33,9	142,2	142,0	0,21	0,4899
12	101,3	28,0	117,4	117,3	0,10	0,4088

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 4.2 – Propriedades dos fluxos de ar da torre de resfriamento do *chiller* 1.

Fluxo	P [kPa]	T[°C]	UR	h_{ar} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	ω_y
10	101,3	28,0	0,68	301,6	2552	0,0162
11	101,3	33,9	0,93	307,5	2562	0,0318

Fonte: Autoria própria (2021).

Avaliando a Tabela 4.1, é possível afirmar que os valores obtidos são condizentes com o ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. O R134a sai do evaporador como vapor saturado (Fluxo 1), é comprimido no compressor até a pressão do condensador, e sai como vapor superaquecido (Fluxo 2); após isso, segue para o condensador, onde é condensado a uma alta pressão (teoricamente seria um líquido saturado, mas como se trata de um ciclo real, isto pode não acontecer) e se torna o Fluxo 3; este, segue para o dispositivo de expansão, que é composto por duas placas de orifício dispostas em série, onde sua pressão é reduzida e se torna uma mistura de baixo título (Fluxo 4); e então, ao entrar no evaporador, o refrigerante troca calor com a água a ser resfriada, que chega do tanque (Fluxo 5) e retorna com temperatura mais baixa (Fluxo 6), e sai em direção ao compressor, completando o ciclo.

Dentro do condensador, o fluido refrigerante rejeita calor para a água de condensação que chega da torre de resfriamento (Fluxos 7 e 8) e retorna a uma temperatura mais alta (Fluxos 9). Adicionalmente, observando a Tab. 4.2, conclui-se que, como esperado, dentro da torre de resfriamento, a água de condensação troca calor e massa com o ar ambiente (Fluxo 10), que retorna mais úmido (Fluxo 11).

Por meio da análise energética, foi possível também definir os fluxos de massa do refrigerante e do fluxo de ar da torre de resfriamento para cada conjunto analisado. Os valores são apresentados na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 – Fluxos de massa de R134a e ar para cada conjunto em estudo, em kg/s.

Conjunto	R134a	Ar
01	11,77	43,87
03	10,81	41,20
04	10,62	39,42
07	10,93	43,87

Fonte: Autoria própria (2021).

Em seguida, os valores de coeficiente de desempenho (COP) dos chillers foram calculados. Estes valores, juntamente com os valores de trabalho elétrico do compressor ($\dot{W}_{\text{COMP}}$) e efeito de refrigeração ($\dot{Q}_E$), para cada *chiller*, são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Valores de desempenho dos *chillers* em estudo.

<i>Chiller</i>	COP	$\dot{Q}_E$ [kW]	$\dot{W}_{\text{COMP}}$ [kW]
01	6,5	1701	260,5
03	6,3	1589	253,3
04	6,4	1663	258,3
07	7,2	1719	238,6

Fonte: Autoria própria (2021).

Os valores de COP obtidos nesta análise se aproximam do obtido no manual do fabricante do equipamento, que é aproximadamente 6,7. Também, são próximos do apresentado por Albuquerque (2017), que analisou um dos chillers estudados neste trabalho e obteve valor 6,46.

A diferença observada se deve às condições de operação diferentes às das fontes citadas acima. No primeiro caso, os valores do fabricante relativos aos circuitos de água gelada e de condensação divergem ligeiramente dos medidos durante as coletas. E, no segundo caso, além da divergência entre os valores mensurados, tem-se uma diferenciação no método de análise. À vista disso, e considerando que cada *chiller* possui particularidades relacionadas à sua condição física e manutenção, pode-se afirmar que a análise termodinâmica deste trabalho obteve valores válidos.

4.1.2 Análise exergética

Os valores de fluxo de exergia total para cada ponto do sistema foram calculados e são apresentados na Tabela 4.5, para cada conjunto analisado.

Tabela 4.5 – Fluxos de exergia total de cada conjunto de chiller, em kW.

Fluxo	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
1	371,8	338,9	338	345,3
2	582,2	537	531,5	544,3
3	537,2	493	482,1	496
4	498,1	459	459,4	473
5	59,73	63,58	56,76	58,97
6	154,6	153,2	146,4	154,6
7	4696	4697	4698	4696
8	4709	4710	4711	4709
9	4728	4728	4734	4728
10	0	0	0	0
11	38,61	36,26	40,15	38,61
12	34,09	32,01	33,24	34,09

Fonte: Autoria própria (2021).

Em seguida, após a resolução dos balanços de exergia, foi possível obter os valores de taxa de destruição de exergia no interior de cada componente, dados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Taxa de destruição de exergia ($\dot{E}_{D,x}$) dos equipamentos, em kW.

Componente	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
Compressor	50,18	55,20	64,85	39,56
Condensador	25,99	25,51	26,37	29,41
Disp. de expansão	39,12	33,99	22,70	22,99
Evaporador	31,42	30,49	31,70	32,06
Torre de resfriamento	34,74	34,57	36,49	34,74
Bomba condensada	17,05	17,04	17,04	17,05

Fonte: Autoria própria (2021).

Na Tabela 4.6, são observadas taxas de destruição de exergia bastante similares entre os condensadores, evaporadores, torres de resfriamento e bombas de todos os conjuntos avaliados. No entanto, existe notável variação entre os valores obtidos para os compressores e dispositivos de expansão. Isso acontece porque, embora os equipamentos possuam o mesmo princípio de funcionamento e configuração, existem pequenas variações práticas.

O valor mais alto de $\dot{E}_{D,x}$ do compressor do *chiller* 04 está associado à pressão do condensador, que é mais elevada em relação a dos outros *chillers*, e gera uma maior diferença de exergia entre a entrada e a saída do equipamento. Por outro lado, o valor de $\dot{E}_{D,x}$ do

compressor do *chiller* 07 é inferior por conta do baixo consumo de trabalho elétrico registrado no equipamento, em relação aos demais. Analisando os valores dos dispositivos de expansão, constatou-se relação inversa com as diferenças de pressão entre os trocadores de calor: quanto maior a diferença de pressão, menor a destruição de exergia no equipamento.

Avaliando os dados da Tab. 4.6, é possível afirmar ainda, que o componente com maior destruição de exergia é o compressor, o qual é responsável por em média 32% da destruição total de exergia do ciclo de refrigeração. Resultado análogo é apresentado por Kotas (1995), que afirma que essa parcela pode ser associada às eficiências elétrica, mecânica e isentrópica do componente. O autor afirma ainda, que se deve estar atento na escolha deste componente, uma vez que equipamentos com performance inferior podem reduzir consideravelmente a eficiência do sistema como um todo.

4.2 ANÁLISE TERMoeCONômICA

As taxas de custo de aquisição, operação e manutenção para cada componente, utilizadas para os cálculos dos custos monetários, são apresentadas na Tab. 4.7.

Tabela 4.7 – Taxas de custo, $\dot{Z}_x$, dos equipamentos, em R\$/h.

$\dot{Z}_{\text{COMP}}$	1,1469
$\dot{Z}_{\text{COND}}$	0,1205
$\dot{Z}_{\text{DISP}}$	0,0469
$\dot{Z}_{\text{EVAP}}$	0,9173
$\dot{Z}_{\text{TORR}}$	0,2290
$\dot{Z}_{\text{BOMB}}$	0,0358

Fonte: Autoria própria (2021).

Os fluxos internos, referentes aos ciclos de refrigeração e resfriamento, foram calculados e são apresentados nas Tabelas 4.8 e 4.9, respectivamente. E a partir desses, foi possível calcular os insumos (E_F) e produtos (E_P) de cada unidade produtiva, para cada conjunto de *chiller*, bomba e torre de resfriamento estudado, apresentados na Tab. 4.10.

Tabela 4.8 – Fluxos internos do ciclo de refrigeração de cada conjunto, em kW.

<i>Fluxo</i>	<i>Chiller 01</i>			<i>Chiller 03</i>		
	U	F	S	U	F	S
2:1	215,6	5,824	11,1	208,9	6,383	17,21
3:2	-1697	-225,4	-1877	-1592	-211,8	-1760
4:3	-41,81	41,81	39,12	-39,66	39,66	33,99
1:4	1523	177,8	1827	1423	165,8	1709
<i>Fluxo</i>	<i>Chiller 04</i>			<i>Chiller 07</i>		
	U	F	S	U	F	S
2:1	212,4	7,164	26,1	198,3	4,516	3,776
3:2	-1666	-216,5	-1833	-1702	-220	-1874
4:3	-35,21	35,21	22,7	-35,76	35,76	22,99
1:4	1489	174,1	1785	1540	179,7	1847

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 4.9 – Fluxos internos do circuito de resfriamento de cada conjunto, em kW.

<i>Fluxo</i>	<i>Chiller 01</i>		<i>Chiller 03</i>	
	H	S	H	S
9:8	1922	1903	1804	1786
7:9	-1938	-1906	-1820	-1788
8:7	15,6	2,643	15,6	2,64
<i>Fluxo</i>	<i>Chiller 04</i>		<i>Chiller 07</i>	
	H	S	H	S
9:8	1883	1860	1922	1903
7:9	-1898	-1862	-1938	-1906
8:7	15,6	2,636	15,6	2,643

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 4.10 – Insumos e produtos dos equipamentos de cada conjunto, em kW.

Conjunto	<i>Chiller 01</i>		<i>Chiller 03</i>		<i>Chiller 04</i>		<i>Chiller 07</i>	
	E _F	E _P	E _F	E _P	E _F	E _P	E _F	E _P
Compressor	271,6	221,5	270,5	215,3	284,4	219,6	242,4	202,8
Condensador	3825	3799	3590	3564	3743	3716	3825	3796
Disp. de expansão	80,93	41,81	73,65	39,66	57,9	35,21	58,75	35,76
Evaporador	1827	1796	1709	1678	1785	1753	1847	1815
Torre de resfriamento	1979	1906	1859	1788	1939	1862	1979	1906
Bomba condensada	32,64	15,6	32,64	15,6	32,64	15,6	32,64	15,6

Fonte: Autoria própria (2021).

Em seguida, as razões produto-insumo dos equipamentos de cada conjunto foram calculadas, e são mostradas na Tab. 4.11.

Tabela 4.11 – Razões produto- insumo (η) dos equipamentos de cada conjunto.

Conjunto	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
Compressor	81,5%	79,6%	77,2%	83,7%
Condensador	99,3%	99,3%	99,3%	99,2%
Disp. de expansão	51,7%	53,9%	60,8%	60,9%
Evaporador	98,3%	98,2%	98,2%	98,3%
Torre de resfriamento	96,3%	96,2%	96,1%	96,3%
Bomba condensada	47,8%	47,8%	47,8%	47,8%

Fonte: Autoria própria (2021).

Destacam-se na Tab. 4.11 os altos valores de η para os trocadores de calor (condensador, evaporador e torre de resfriamento). Estes resultados indicam que os processos de transferência de calor ocorrem de forma eficiente nos equipamentos, e são comparáveis com valores já apresentados na literatura. Lourenço *et al.* (2015) avaliaram um sistema de refrigeração de dois estágios em cascata pelo método UFS e obtiveram resultados similares para os trocadores de calor. Além disso, os dispositivos de expansão apresentaram os menores valores de η , dentre os equipamentos do ciclo de refrigeração. Estes resultados também são análogos os apresentados em Lourenço *et al.* (2015).

Posteriormente, foram calculados os valores de diferença entre insumo e produto (D_{IP}) de cada componente, e os valores foram confrontados com as taxas de destruição de exergia calculadas na análise exérgica. Os valores foram iguais para todos os equipamentos, com exceção das torres de resfriamento. Neste equipamento, o valor de D_{IP} é igual à exergia do Fluxo 11 somada à destruição de exergia da própria torre de resfriamento, como pode ser observado na Tab. 4.12.

Tabela 4.12 – Comportamento dos valores D_{IP} de das torres de resfriamento.

Conjunto	$\dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{D,x}$	D_{IP}
<i>Chiller</i> 01	38,61	34,74	73,35
<i>Chiller</i> 03	36,26	34,57	70,82
<i>Chiller</i> 04	40,15	36,49	76,65
<i>Chiller</i> 07	38,61	34,74	73,35

Fonte: Autoria própria (2021).

Isso acontece porque a torre de resfriamento é um componente dissipativo, sendo o Fluxo 11 um resíduo despejado para o ambiente, e todos os outros equipamentos são considerados adiabáticos, nos quais há troca de calor com o ambiente (perdas). Além disso,

no balanço de exergia, são calculadas as irreversibilidades do equipamento, mas na Termoeconomia, tem-se que a diferença entre insumo e produto é igual à soma das irreversibilidades e perdas ($E_F - E_P = I + L$). Então, o Fluxo 11 é uma perda contabilizada na análise termoeconômica, mas que não entra na conta da análise exergética. Entretanto, este resultado valida a etapa de definição de produto e insumo da análise, já que os valores são correspondentes.

E então, após a execução do código no EES para a resolução dos sistemas de equações relacionados aos balanços de custos exergéticos e monetários, foi possível obter os custos dos produtos de cada componente. Também para cada conjunto de *chiller*, bomba e torre de resfriamento em estudo. Os referidos custos são indicados na Tab. 4.13 e 4.14.

Tabela 4.13 – Custos exergéticos unitários dos produtos dos equipamentos, em kJ/kJ.

Conjunto	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
Compressor	1,349	1,459	1,605	1,236
Condensador	3,439	3,536	3,605	3,186
Disp. de expansão	6,451	6,356	5,736	5,063
Evaporador	3,500	3,600	3,670	3,243
Torre de resfriamento	3,511	3,612	3,687	3,256
Bomba condensada	2,519	2,535	2,546	2,475

Fonte: Autoria própria (2021).

Tabela 4.14 – Custos monetários unitários dos produtos dos equipamentos, em R\$/MJ.

Conjunto	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
Compressor	0,0978	0,1075	0,1206	0,0878
Condensador	0,3086	0,3152	0,3224	0,2906
Disp. de expansão	0,5763	0,5641	0,5106	0,4594
Evaporador	0,3141	0,3211	0,3284	0,2959
Torre de resfriamento	0,3176	0,3245	0,3323	0,2994
Bomba condensada	0,1866	0,1878	0,1890	0,1836

Fonte: Autoria própria (2021).

Avaliando a Tab. 4.13, é possível afirmar que a análise gerou resultados consistentes segundo Santos *et al.* (2009), uma vez que nenhum dos valores de custo exergético é inferior à unidade. Isso significa que os resultados não violam a Segunda Lei da Termodinâmica. Além disso, observando a tabela, são notáveis os valores de custo exergético unitário do produto dos compressores, que são os menores dentre todos os componentes, e dos

dispositivos de expansão, que são os maiores. Resultados semelhantes são observados nos trabalhos de Fortes, Carvalho e Silva (2018) e de Mendes *et al.* (2020).

A partir destes resultados, entende-se que os compressores, embora sejam os principais destruidores de exergia dentro do ciclo de refrigeração, necessitam de uma quantidade de exergia relativamente baixa para gerarem seu produto. E, avaliando os dispositivos de expansão, é possível afirmar que estes apresentam resultados condizentes com sua definição de componente dissipativo, uma vez que sua função no ciclo, do ponto de vista exerético, é destruir exergia.

Por fim, analisando os custos monetários apresentados na Tab. 4.12, os quais consideram não somente o ambiente físico, mas também o econômico, aponta-se tendência semelhante aos custos exeréticos da Tab. 4.14. No entanto, dando foco ao produto do sistema analisado, que é o efeito de refrigeração do evaporador, tem-se um custo total de R\$ 1,2595 para cada MJ de energia térmica retirada da água que é armazenada no tanque.

4.3 ANÁLISE DE EMISSÕES DE GASES DE EFEITO ESTUFA

Os resultados da Avaliação do Ciclo de Vida, bem como sua análise, são apresentados no APÊNDICE D. Na Tabela 4.15 são apresentados os valores totais das emissões de gases de efeito estufa, contabilizadas em kg CO₂-eq, referentes ao ciclo de vida de cada equipamento.

Tabela 4.15 – Emissões de GEE associadas a cada equipamento.

Chiller	47311,97	kg CO ₂ -eq
Torre de resfriamento	46387,44	kg CO ₂ -eq
Bomba	163	kg CO ₂ -eq

Fonte: Autoria própria (2021).

O *chiller* foi analisado como um todo e o resultado de suas emissões, mostrado na tabela 4.13, foi dividido proporcionalmente entre os componentes internos a partir das suas massas, como apresentado na Tab. 4.16.

Tabela 4.16 – Emissões de GEE associadas a cada componente do *chiller*.

Condensador	17119,13	kg CO ₂ -eq
Evaporador	17497,90	kg CO ₂ -eq
Disp. de expansão	207,69	kg CO ₂ -eq
Compressor	12487,25	kg CO ₂ -eq

Fonte: Autoria própria (2021).

E então, as taxas de emissões associadas a cada componente em estudo são apresentadas na Tab. 4.17.

Tabela 4.17 – Taxa de emissões, $\dot{Y}_x$ [kg CO₂-eq/s], associadas a cada equipamento.

Compressor	$\dot{Y}_{COMP}$	$1,9799 \cdot 10^{-5}$
Condensador	$\dot{Y}_{COND}$	$2,7143 \cdot 10^{-5}$
Disp. de expansão	$\dot{Y}_{DISP}$	$3,293 \cdot 10^{-7}$
Evaporador	$\dot{Y}_{EVAP}$	$2,7744 \cdot 10^{-5}$
Torre de resfriamento	$\dot{Y}_{TORRE}$	$7,3549 \cdot 10^{-5}$
Bomba	$\dot{Y}_{BOMBA}$	$2,5844 \cdot 10^{-7}$

Fonte: Autoria própria (2021).

Os valores obtidos das emissões associadas ao consumo de energia elétrica e ao consumo de água de reposição foram 0,227 kg CO₂-eq/kWh e 0,000679 kg CO₂-eq/kg, respectivamente. Para a aplicação no balanço de emissões de GEE, o primeiro valor foi convertido para $6,3056 \cdot 10^{-5}$ kg CO₂-eq/kJ.

Tabela 4.18 – Emissões unitárias dos produtos dos equipamentos, em kg CO₂-eq/MJ.

Conjunto	<i>Chiller</i> 01	<i>Chiller</i> 03	<i>Chiller</i> 04	<i>Chiller</i> 07
Compressor	0,0844	0,0908	0,0993	0,0777
Condensador	0,2009	0,2072	0,2109	0,1851
Disp. de expansão	0,3776	0,3732	0,3363	0,2948
Evaporador	0,2045	0,2110	0,2147	0,1884
Torre de resfriamento	0,2045	0,2110	0,2151	0,1885
Bomba condensada	0,1560	0,1570	0,1576	0,1533

Fonte: Autoria própria (2021).

A partir da análise dos valores apresentados na tabela 4.18, é possível afirmar que existe bastante similaridade entre resultados dos conjuntos. Tem-se uma média de emissão de 0,2047 kg CO₂-eq por MJ de energia térmica retirada da água gelada que entra em cada *chiller*, e um total de 0,8186 kg CO₂-eq considerando todos os conjuntos analisados.

CAPÍTULO V

CONCLUSÃO

Atenção deve ser dada à difundida e crescente implantação de sistemas de refrigeração em todo o mundo, considerando os impactos econômicos e ambientais associados ao alto consumo de energia elétrica destes equipamentos, bem como ao seu ciclo de vida. Neste contexto, este trabalho apresentou uma análise termodinâmica, termoeconômica e de emissões de gases de efeito estufa para um sistema de água gelada destinado à climatização de um *shopping center* localizado em João Pessoa – PB.

A análise termodinâmica, desenvolvida em duas etapas, energética e exergética, gerou as informações necessárias para a realização das análises posteriores: termoeconômica e ambiental. No entanto, seus resultados são se reduzem a isto, uma vez que foi possível simular termodinamicamente o funcionamento real do ciclo, que foi avaliado energeticamente em relação ao ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor. Por meio desta avaliação, foi conferida uma validação da análise, por condizer com o esperado diante da literatura. Além disso, a análise exergética gerou resultados que foram confrontados com a análise termoeconômica para sua validação.

A análise termoeconômica, desenvolvida por meio do método UFS, gerou indicadores interessantes para a avaliação do sistema estudado. Observou-se um comportamento eficiente dos trocadores de calor (condensador, evaporador e torre de resfriamento), uma vez que altos valores de razão insumo/produto foram verificados. Estes resultados foram confrontados com obtidos em literatura, e apresentaram boa concordância. Outra forma de validação da análise foi aplicada: comparou-se os valores de diferença entre insumo e produto de cada componente, com seus valores análogos obtidos por meio da

análise exergética (como citado anteriormente). E, novamente, os resultados foram condizentes com o esperado, conforme a literatura.

Adicionalmente, foi verificada consistência na análise, uma vez que seus resultados não violam a Segunda Lei da Termodinâmica. Considerações interessantes puderam ser desenvolvidas sobre os dois componentes com maior destruição de exergia: compressor e dispositivo de expansão. Os resultados de ambos são condizentes com verificados em literatura, o primeiro apresentou uma necessidade relativamente baixa de exergia para gerar seu produto, e o segundo, se comportou exatamente como um equipamento dissipativo.

Uma vez verificados os resultados relativos à análise termoeconômica considerando o ambiente físico, seguiu-se para os resultados da análise considerando o ambiente econômico. Dando ênfase ao produto do sistema, que é o efeito de refrigeração do evaporador, foi constatado um custo monetário total de R\$ 1,2595 para cada MJ de energia térmica retirada da água que é armazenada no tanque. Considerações a respeito das relações custo/benefício do sistema, bem como propostas de modelos de otimização desse custo, podem ser trabalhadas com mais profundidade com trabalhos futuros.

E então, por meio da aplicação da Avaliação de Ciclo de Vida, foi possível quantificar as emissões de gases de efeito estufa, associadas desde a concepção até o destino final dos equipamentos. Estes valores foram anualizados e aplicados nos balanços de custos ambientais, desenvolvidos a partir da análise termoeconômica. Os conjuntos analisados apresentaram resultados similares, e foi constatada uma média de emissão de 0,2047 kg CO₂-eq por MJ de energia térmica retirada da água gelada que entra em cada chiller, e um total de 0,8186 kg CO₂-eq considerando todo o sistema. A partir dos dados obtidos, relacionados aos fluxos de produto de cada equipamento, e até mesmo das emissões ao longo do ciclo de vida, é possível desenvolver análises detalhadas e identificar pontos de otimização.

Considerações interessantes puderam ser feitas a partir dos resultados da análise termodinâmica de um sistema energético, haja vista que os principais pontos de ineficiências são evidenciados. No entanto, é necessário considerar os fatores econômicos e ambientais relacionados a possíveis alterações e otimizações em um objeto de estudo, para que os resultados não se tornem excessivamente caros ou danosos ao meio ambiente. Desta forma, destaca-se a importância de se desenvolver análises integradas e abrangentes, por meio das quais é possível se obter um panorama amplo acerca do sistema em análise. É importante explicitar que este trabalho, para além de fornecer resultados do ponto de vista de engenharia,

tem como contribuição disseminar a aplicação de abordagens termoeconômicas alternativas em sistemas de refrigeração.

Por fim, dentre as sugestões para trabalhos futuros, citam-se:

- A análise do sistema estudado considerando os sete chillers em operação e o tempo de carregamento do tanque, a fim de se comparar com o modo de operação apresentado neste trabalho.
- Comparar, para a mesma carga térmica, o sistema de água gelada estudado com um sistema de climatização sem tanque de termoacumulação por meio da termoeconomia e análise ambiental.
- A realização de uma análise de sensibilidade a fim de se verificar a influência dos parâmetros de operação do sistema sobre seu comportamento termoeconômico e ambiental.
- A análise do objeto de estudo deste trabalho por meio de outros métodos termoeconômicos, a fim de se desenvolver um estudo comparativo em relação à abordagem aplicada neste trabalho.
- A realização de uma avaliação de ciclo de vida mais abrangente, considerando outros indicadores de impactos ambientais.
- A proposição de um modelo de otimização termoeconômica e ambiental para o objeto de estudo.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 14040**. 2014a.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 14044**. 2014b.

AKBULUT, U.; UTLU, Z.; KINCAY, O. Exergy, exergoenvironmental and exergoeconomic evaluation of a heat pump-integrated wall heating system. **Energy**, v. 107, p. 502-522, 2016.

ALBUQUERQUE, C.E.S. **Avaliação do Comportamento Energético e Exergético de um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**, 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, 2018.

BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. John Wiley & Sons, 2016.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. New York: Wiley, 1996.

BOYAGHCHI, F. A.; ASGARI, S. A comparative study on exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental assessments of two internal auto-cascade refrigeration cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 122, p. 723–737, 2017.

CAGEPA. Página web. 2021. Disponível em: <<https://agenciavirtualcagepa.gsan.com.br/gsan/exibirConsultarEstruturaTarifariaPortalCagepaAction.do>> Acesso em: 16 de mar. de 2021.

CARVALHO, M.; DELGADO, D. B. M. Potential of photovoltaic solar energy to reduce the carbon footprint of the Brazilian electricity matrix. **LALCA: Revista Latino-Americana Em Avaliação Do Ciclo De Vida**, n. 1(1), p. 64-85, 2017.

CARVALHO, M.; LOZANO, M. A.; SERRA L. M.; WOHLGEMUTH V. Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads. **Environmental Modelling & Software**, v. 30, p. 71-80, 2011.

CARVALHO, M.; MENEZES, V. L.; GOMES, K. C.; PINHEIRO, R. Carbon footprint associated with a mono-Si cell photovoltaic ceramic roof tile system. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, v. 38, p. 1–7, 2019a.

CARVALHO, M.; SEGUNDO, V. B. S.; MEDEIROS, M. G.; SANTOS, N. A.; COELHO, L. M. Carbon footprint of the generation of bioelectricity from sugarcane bagasse in a sugar and ethanol industry. **International Journal of Global Warming**, v. 17, p. 1-18, 2019b.

CARVALHO, M.; SERRA, L. M.; LOZANO, M. A. Optimal synthesis of trigeneration systems subject to environmental constraints. **Energy**, v. 36, p. 3779-3790, 2011.

CATRINI, P.; CELLURA, M.; GUARINO, F.; et al. An integrated approach based on Life Cycle Assessment and Thermoeconomics: Application to a water-cooled chiller for an air conditioning plant. **Energy**, v. 160, p. 72-86, 2018.

CAVALCANTI, E. J. C.; CARVALHO, M.; OCHOA, A. A. V. Exergoeconomic and exergoenvironmental comparison of diesel-biodiesel blends in a direct injection engine at variable loads. **Energy Conversion and Management**, v. 183, p. 450-461, 2019.

CAVALCANTI, E. J. C. ; CARVALHO, M. ; SILVA, D. R. S. . Energy, exergy and exergoenvironmental analyses of a sugarcane bagasse power cogeneration system. **Energy Conversion and Management**, v. 222, p. 113232, 2020.

CHUN, A. **Superstructure Optimization of Absorption Chillers integrated with a Large Internal Combustion Engine for Intake Air Conditioning**. Dissertação de Mestrado. Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica. Vitória, 2012.

D'ACCADIA, M. D.; ROSSI, F. Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 1, p. 42-54, 1998.

ECOINVENT. **The ecoinvent Database**. Disponível em: <<https://www.ecoinvent.org/database/ecoinvent-37/ecoinvent-37.html>>. Acesso em 28 set. 2020.

ENERGISA. Página web. 2021. Disponível em: <<https://www.energisa.com.br>> Acesso em 1 de mar. de 2021.

ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. Exergoeconomic evaluation of a ground-source heat pump food dryer at varying dead state temperatures. **Journal of Cleaner Production**, v. 142, p. 1425-1435, 2017.

ERLACH, B.; SERRA, L.; VALERO. A. Structural theory as standard for thermoeconomics. **Energy Conversion & Management**, v. 40, p. 1627-1649, 1999.

F-CHART SOFTWARE. **Overview**. (2019). Disponível em: <<http://fchart.com/ees/>>. Acesso em: 10 mai. 2020.

FORTES, A. F. C.; CARVALHO, M.; SILVA, J. A. M. Environmental impact and cost allocations for a dual product heat pump. **Energy Conversion and Management**, v. 173, p. 763-772, 2018.

FRANGOPOULOS, C. A. Thermo-economic functional analysis and optimization. **Energy**, v. 12, n. 7, p. 563-571, 1987.

GANJEHSARABI, H.; DINCER, I.; GUNGOR, A. Exergoeconomic Analysis of a Heat Pump Tumbler Dryer. **Drying Technology**, v. 32, p. 352–360, 2014.

GUINÉE, J. B. (Ed.) LCA-An operational guide to the ISO-standards. Leiden: Centre of Environmental Science, Leiden University, 2001.

HAUSCHILD, Michael Z.; ROSENBAUM, Ralph K.; OLSEN, S. Life cycle assessment. Springer, 2018.

HORLOCK, J. H. **Cogeneration-Combined Heat and Power (CHP). Thermodynamics and economics**. Pergamon press, Oxford, 1987.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE - IPCC. **Revised Supplementary Methods and Good Practice Guidance Arising from the Kyoto Protocol**, Hiraishi, T., Krug, T., Tanabe, K., Srivastava, N., Baasansuren, J., Fukuda, M. and Troxler, T.G. (eds), 2013.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **The Future of Cooling**: Opportunities for energy-efficient air conditioning. OECD/IEA, 2018

ISO 14040. **Environmental management – life cycle assessment – principles and framework**. International Standard Organization, Geneva, Suíça. 2006.

ISO 14044. **Environmental management – life cycle assessment – requirements and guidelines**. International Standard Organization, Geneva, Suíça. 2006.

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Florida: Krieger Publishing Company, 1995.

LAZZARETTO, A.; TSATSARONIS, G. Comparison between SPECO and functional exergoeconomic approaches," In: **Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**. New York, 2001.

LAZZARETTO, A; TSATSARONIS, G. SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. **Energy**, v. 31, p.1257-1289, 2006.

LIN, H; LI, X; CHENG, P; XU, B. Thermoeconomic evaluation of air conditioning system with chilled water storage. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 328-332, 2014.

LOURENÇO, A. B. **Uma Nova Abordagem Termoeconômica Para O Tratamento De Equipamentos Dissipativos**. Dissertação de Mestrado. Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica. Vitória, 2012.

LOURENCO, A. B. ; CARVALHO, M. . Exergy, exergoeconomic and exergy-based emission cost analyses of a coconut husk-fired power and desalination plant. **International Journal of Exergy**, v. 32, p. 267, 2020.

LOURENÇO, A. B.; NEBRA, S. A.; SANTOS, J. J. C. S; DONATELLI, J. L. M. Application of an alternative thermoeconomic approach to a two-stage vapour compression refrigeration cascade cycle. **Journal of The Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 37, n. 3, p. 903-913, 2015.

LOURENÇO, A. B.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. Application of an alternative thermoeconomic approach to a two-stage vapor. *In*: ECOS, 25., 2012. **ECOS 2012: the 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes**. Perugia: Firenze University Press, 2012.

LOZANO, M. A.; CARVALHO, M.; VALERO, A. Tackling environmental impacts in simple trigeneration systems operating under variable conditions. **International Journal of Life Cycle Assessment**, v. 19, p. 1087-1098, 2014.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Theory of the exergetic cost. **Energy**, v. 18, n. 9, p. 939-960, 1993.

MARQUES, A. S. **Avaliação Exergoeconômica e Ambiental de uma Unidade de Micro-Trigeração**, 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2018.

MARQUES, A. S. ; CARVALHO, M. ; LOURENCO, A. B. ; SANTOS, C. A. C. . Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a micro-trigeneration system. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 42, p. 1-16, 2020b.

MARQUES, A. S. ; CARVALHO, M. ; OCHOA, A. A. V. ; SOUZA, R. J. ; SANTOS, C. A. C. . Exergoeconomic assessment of a compact electricity-cooling cogeneration unit. **Energies**, v. 13, p. 5417, 2020a.

MARQUES, A. S. ; CARVALHO, M. ; OCHOA, A. A. V. ; SOUZA, R. J. ; SANTOS, C. A. C. . Life cycle assessment and comparative exergoenvironmental evaluation of a micro-trigeneration system. **Energy**, v. 216, p. 119310, 2021.

MENDES, T.; VENTURINI, O. J.; SILVA, J. A. M.; OROZCO, D. J. R.; PIRANI, M. J. Disaggregation models for the thermoeconomic diagnosis of a vapor compression refrigeration system. **Energy**, v. 193 p. 116731 , 2020.

MEYER, L.; TSATSARONIS, G.; BUCHGEISTER, J; SCHEBEK. L. Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems. **Energy**, v. 34, n. 1, p.75-89, 2009.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7 ed. John Wiley & Sons, Inc., 2011, 1026 p.

MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G.; KORONEOS, C. Environmental impact reduction using exergy-based methods. **Journal of Cleaner Production**, v. 118, p. 118-123, 2016.

MOUSAVI, S. A.; MEHRPOOYA, M. A comprehensive exergy-based evaluation on cascade absorption-compression refrigeration system for low temperature applications - exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental assessments. **Journal of Cleaner Production**, v. 246, p. 119005, 2020.

NEWMAN, D.; LAVELLE, J. **Fundamentos de Engenharia Econômica**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2000. 359 p.

OLIVIER, J. G. J. e PETERS J. A. H. W. **Trends in global CO₂ and total greenhouse gas emissions: 2019 Report**. PBL Netherlands Environmental Assessment Agency, 2020.

OMMEN, T.; ELMGAARD, B. Numerical model for thermoeconomic diagnosis in commercial transcritical/subcritical booster refrigeration systems. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 161-169, 2012.

OMMEN, T.; SIGTHORSSON, O.; ELMGAARD, B. Two Thermoeconomic Diagnosis Methods Applied to Representative Operating Data of a Commercial Transcritical Refrigeration Plant. **Entropy**, v. 19, 2017.

PENKUHN, M.; TSATSARONIS, G. Thermoeconomic Modeling and Analysis of SCO₂ Brayton Cycles. *In*: **3rd European supercritical CO₂ Conference**. September 19-20, Paris, France, 2019.

PIACENTINO, A.; CARDONA, E. Scope Oriented Thermoeconomic analysis of energy systems. Part II: Formation Structure of Optimality for robust design. **Applied Energy**, v. 87, p. 957-970, 2010b.

PIACENTINO, A.; CARDONA, E. Scope-Oriented Thermoeconomic analysis of energy systems. Part I: Looking for a non-postulated cost accounting for the dissipative devices of a vapour compression chiller. Is it feasible?. **Applied Energy**, v. 87, p. 943-956, 2010a.

PIACENTINO, A.; TALAMO, M. Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: Capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 24-44, 2013a.

PIACENTINO, A.; TALAMO, M. Innovative thermoeconomic diagnosis of multiple faults in air conditioning units: Methodological improvements and increased reliability of results. **International Journal of Refrigeration**, v. 36, p. 2343-2365, 2013b.

PRé SUSTAINABILITY. **About SimaPro**. Disponível em: <www.simapro.com/about/>. Acesso em 28 set. 2020.

SANTOS, J. J. C. S. **Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas**. Tese de Doutorado. Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica. Itajubá, 2009.

SANTOS, J.; NASCIMENTO, M.; LORA, E.; REYES, A. M. On The Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow? **International Journal of Thermodynamics**, v. 12, n. 4, p. 163-176, 2009.

SANTOS, R. G.; FARIA, P. R.; SANTOS, J. J. C. S.; SILVA, J. A. M; FLÓREZ-ORREGO, D. Thermoeconomic modeling for CO₂ allocation in steam and gas turbine cogeneration systems. **Energy**, v. 117, p. 590-603, 2016.

SCIUBBA, E. Extended exergy accounting: towards an exergetic theory of value. In: Ishida, M., Tsatsaronis, G., Moran, M.J., Kataoka, H. (Eds.), **Proceedings of the ECOS'99**, Tokyo, Japan, Junho 8-10, p. 85-94, 1999.

SERRA, L. M.; CARVALHO, M.; LOZANO, M. A. Tackling environmental impacts in simple trigeneration systems operating under variable conditions. **The International Journal of Life Cycle Assessment**, v. 19, p. 1087-1098, 2014.

SILVA, J. A. M.; SANTOS, J. J. C. S.; CARVALHO, M.; OLIVEIRA JUNIOR, S. On the thermoeconomic and LCA methods for waste and fuel allocation in multiproduct systems. **Energy**, v. 127, p. 775-785, 2017.

SOUZA, R. ;SANTOS, C. A. C. ;VILLA, A. A. O. ;MARQUES, A. S. ;MEDEIROS, J.; MICHIMA, P. Proposal and 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study. **Energy Conversion and Management**, v. 217, p. 113002, 2020

TSATSARONIS, G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. **Energy**, v. 32, p. 249-253, 2007.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems. **Prog. Energy Combust. Sci.**, v. 19, p. 227-257, 1993.

TSATSARONIS, G.; WINHOLD, M. Exergoeconomic Analysis and Evaluation af Energy-Conversion Plants-I. A New General Methodology. **Energy**, v. 10, n. 1, p. 68-80, 1985.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. **Emissions Gap Report 2019**. UNEP, Nairobi, 2019. V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H.-O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, P.R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Péan, R. Pidcock, S. Connors, J.B.R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M.I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, , and T. Waterfield (eds.). Global warming of 1.5°C. an IPCC special report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty. Technical report, Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 2018.

VALERO, A. C.; VALERO, A. D. **Thanatia: the destiny of the Earth's mineral resources: a thermodynamic cradle-to-cradle assessment**. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., Singapore, 2014.

VALERO, A. Thermoeconomics as a conceptual basis for energy e ecological analysis. In: Ulgiati, S. (Ed.), **Proceedings of the International Workshop on Advances in Energy Studies**, Portovenere, Siena, Italy, p. 415-444, 1998.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; MUNOZ, M. "A General Theory of Exergy Saving: Part I. On the Exergetic Cost, Part II. On the Thermoeconomic Cost, Part III Energy Saving and Thermoeconomics". **Computer-Aided Engineering of Energy Systems**, v. 3, ed., The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY (1986).

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TORRES, C. Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 365-381 , 1994.

VALERO, A; SERRA, L; UCHE, J. **Fundamentals of thermoeconomics**. EURO Summer Course on Sustainable Assessment of Clean Air Technologies, 2001.

WAHEED, M. A.; ONI, A. O.; ADEJUYIGBE, S. B.; ADEWUMI, B. A.; FADARE, D. A. Performance enhancement of vapor recompression heat pump. **Applied Energy**, v. 114, p. 69-79, 2014.

ZARE, V; MAHMOUDI, S. M. S.; YARI, M; AMIDPOUR, M. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia–water power/cooling cogeneration cycle. **Energy**, v. 47, p. 271–283, 2012.

ZHANG, Ning et al. A dynamic analysis of the global warming potential associated with air conditioning at a city scale: an empirical study in Shenzhen, China. **Environmental Impact Assessment Review**, v. 81, p. 106354, 2020.

APÊNDICE A – Dados coletados do objeto de estudo

Inicialmente, são apresentadas as médias das medições realizadas nos três dias válidos de visita, seguidas das médias totais relacionadas a cada conjunto de *chiller*. No terceiro dia, no qual funcionavam os *chillers* 01, 03, 04 e 06 (vide Tópico 3.1), foi observado comportamento semelhante entre os de número 06 e 07, dos dias anteriores. Então, considerou-se a substituição da numeração deste último *chiller* para o referido dia, como apresentado na tabela das médias do conjunto 07. Todas as temperaturas são dadas em °C e as pressões, em kPa.

MÉDIAS DO CHILLER 01				Média total
Dia	1	2	3	
Temperatura de entrada da água gelada	16,3	16,2	16,4	16,3
Temperatura de saída da água gelada	7	7,1	7,4	7,2
Pressão manométrica no evaporador	275,9	277	274,2	275,7
Temperatura de entrada da água de condensação	28,8	28,9	29,4	29
Temperatura de saída da água de condensação	33,5	33,6	34,5	33,9
Pressão manométrica no condensador	783	779,4	806,4	789,6
Temperatura na descarga do compressor	39	38,7	39,5	39,1

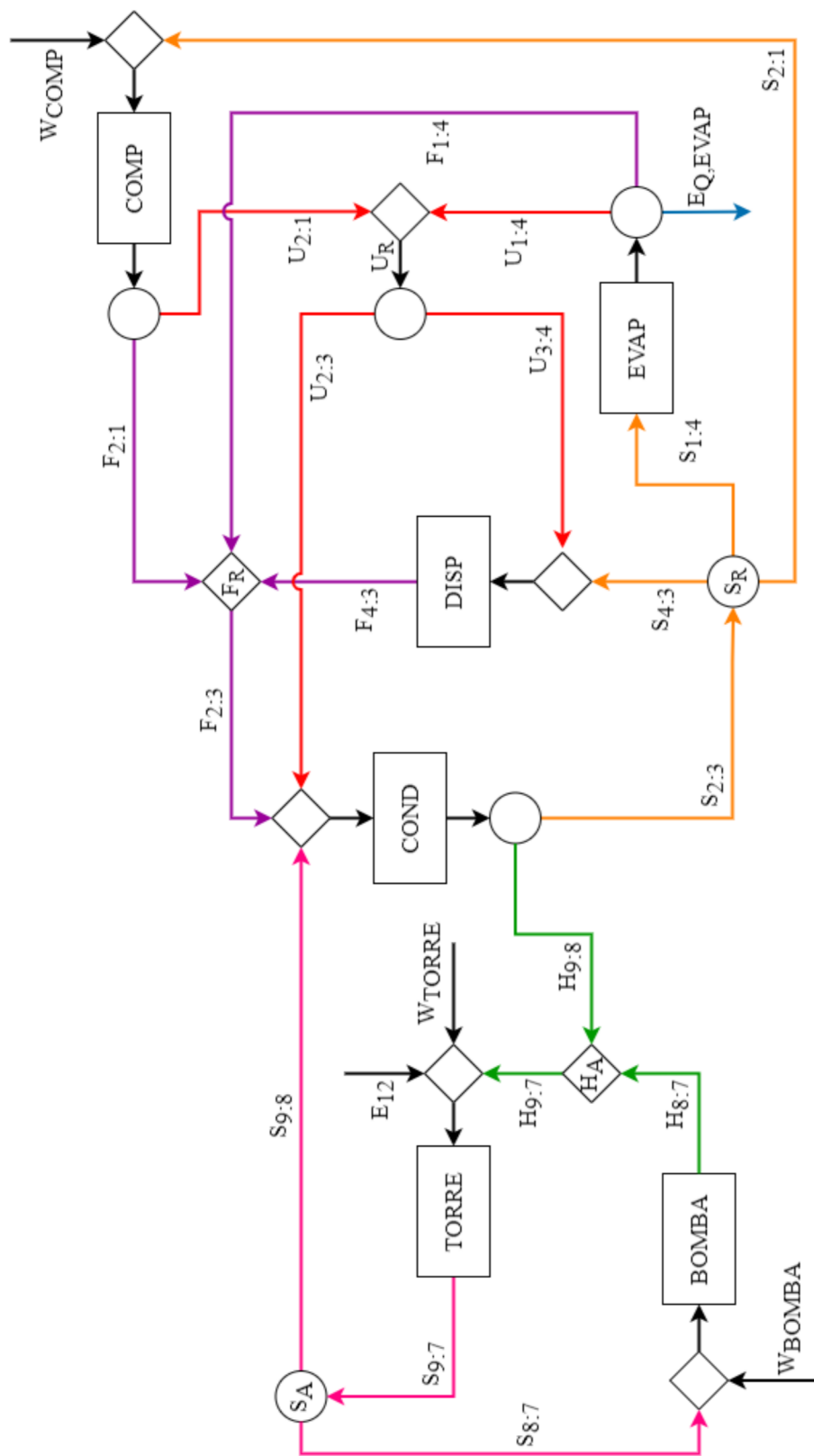
MÉDIAS DO CHILLER 03				Média total
Dia	1	2	3	
Temperatura de entrada da água gelada	15,7	16	15,8	15,8
Temperatura de saída da água gelada	7,1	7,2	7,5	7,3
Pressão manométrica no evaporador	269,3	269,1	275,4	271,2
Temperatura de entrada da água de condensação	29,0	29,1	29,6	29,3
Temperatura de saída da água de condensação	33,6	33,6	34,4	33,9
Pressão manométrica no condensador	792,5	790,7	808,2	797,1
Temperatura na descarga do compressor	39,9	40,2	40,1	40,1

MÉDIAS DO CHILLER 04				Média total
Dia	1	2	3	
Temperatura de entrada da água gelada	16,8	16,6	16,9	16,7
Temperatura de saída da água gelada	7,6	7,6	8,1	7,8
Pressão manométrica no evaporador	278,1	277,6	284,6	280,1
Temperatura de entrada da água de condensação	29,7	29,7	30	29,8
Temperatura de saída da água de condensação	34,6	34,6	34,6	34,6
Pressão manométrica no condensador	813,2	812,6	811,3	812,3
Temperatura na descarga do compressor	41,2	41,6	41,7	41,5

MÉDIAS DO CHILLER 07				Média total
Dia	1	2	3	
Temperatura de entrada da água gelada	16,4	16,3	16,5	16,4
Temperatura de saída da água gelada	7,3	7,3	7,1	7,2
Pressão manométrica no evaporador	276,9	276,2	274,1	275,7
Temperatura de entrada da água de condensação	29,2	29	28,9	29
Temperatura de saída da água de condensação	33,6	33,4	34,7	33,9
Pressão manométrica no condensador	797,0	795,9	822,2	805
Temperatura na descarga do compressor	39,3	39	39,1	39,1

Na tabela abaixo são apresentados os dados comuns a todos os conjuntos de *chiller*, torre de resfriamento e bomba.

DADOS COMUNS A TODOS OS CONJUNTOS		
Vazão mássica da água gelada	44,6	kg/s
Vazão mássica da água de condensação	94,1	kg/s
Pressão de entrada da água gelada	463,3	kPa
Pressão de saída da água gelada	414,3	kPa
Pressão de entrada da água de condensação no chiller	238,3	kPa
Pressão de saída da água de condensação da torre	101,3	kPa
Pressão de saída da água de condensação do chiller	208,3	kPa
Potência nominal da torre de resfriamento	7,4	kW
Potência nominal da bomba	30	kW



APÊNDICE C – Propriedades termodinâmicas dos fluxos dos conjuntos analisados

Conjunto do <i>chiller</i> 1						
Fluxos de R134a e água						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	h [kJ/kg]	u [kJ/kg]	Pv [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	377,0	7,2	254,6	234,1	20,47	0,9279
2	890,9	39,1	273,4	252,5	20,94	0,9310
3	890,9	35,1	112,6	110,5	2,14	0,4095
4	377,0	7,2	112,6	107,0	5,62	0,4213
5	463,3	16,3	68,8	68,3	0,46	0,2430
6	414,3	7,2	30,7	30,3	0,41	0,1093
7	101,3	29,0	121,6	121,5	0,10	0,4227
8	238,3	29,0	121,7	121,5	0,24	0,4226
9	208,3	33,9	142,2	142,0	0,21	0,4899
12	101,3	28,0	117,4	117,3	0,10	0,4088
Fluxos de ar						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	UR	h _{ar} [kJ/kg]	h _v [kJ/kg]	ωy
10	101,3	28	0,68	301,6	2552	0,0162
11	101,3	33,9	0,93	307,5	2562	0,0318

Conjunto do <i>chiller</i> 3						
Fluxos de R134a e água						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	h [kJ/kg]	u [kJ/kg]	Pv [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	372,5	6,814	254,4	234	20,47	0,9281
2	898,4	40,1	274,3	253,3	21,06	0,9334
3	898,4	35,44	107,5	106	1,472	0,3929
4	372,5	6,814	107,5	102,4	5,14	0,4033
5	463,3	15,8	66,7	66,24	0,4637	0,2358
6	414,3	7,3	31,08	30,67	0,4143	0,1108
7	101,3	29,3	122,8	122,7	0,1017	0,4268
8	238,3	29,31	123	122,8	0,2393	0,4269
9	208,3	33,9	142,2	142	0,2095	0,4899
12	101,3	101,3	28	117,4	117,3	0,1017
Fluxos de ar						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	UR	h _{ar} [kJ/kg]	h _v [kJ/kg]	ωy
10	101,3	28	0,68	301,6	2552	0,0162
11	101,3	33,9	0,93	307,5	2562	0,0318

Conjunto do <i>chiller</i> 4						
Fluxos de R134a e água						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	h [kJ/kg]	u [kJ/kg]	Pv [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	381,4	7,505	254,8	234,3	20,48	0,9278
2	913,6	41,5	275,5	254,3	21,16	0,9359
3	913,6	33,19	98,22	97,45	0,7773	0,3628
4	381,4	7,505	98,22	94,13	4,092	0,3698
5	463,3	16,7	70,47	70	0,4638	0,2488
6	414,3	7,8	33,18	32,76	0,4143	0,1183
7	101,3	29,8	124,9	124,8	0,1017	0,4337
8	238,3	29,81	125,1	124,8	0,2393	0,4338
9	208,3	34,6	145,1	144,9	0,2095	0,4995
12	101,3	28	117,4	117,3	0,1017	0,4088
Fluxos de ar						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	UR	h _{ar} [kJ/kg]	h _v [kJ/kg]	ωy
10	101,3	28	0,68	301,6	2552	0,0162
11	101,3	34,6	0,93	308,2	2564	0,0331

Conjunto do <i>chiller</i> 7						
Fluxos de R134a e água						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	h [kJ/kg]	u [kJ/kg]	Pv [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	377	7,165	254,6	234,1	20,48	0,9279
2	906,3	39,2	273,2	252,3	20,89	0,9291
3	906,3	32,59	97,35	96,58	0,7695	0,3599
4	377	7,165	97,35	93,31	4,04	0,3669
5	463,3	16,4	69,21	68,75	0,4637	0,2444
6	414,3	7,2	30,66	30,25	0,4143	0,1093
7	101,3	29	121,6	121,5	0,1017	0,4227
8	238,3	29,01	121,7	121,5	0,2393	0,4228
9	208,3	33,9	142,2	142	0,2095	0,4899
12	101,3	28	117,4	117,3	0,1017	0,4088
Fluxos de ar						
Fluxo	P [kPa]	T[°C]	UR	h _{ar} [kJ/kg]	h _v [kJ/kg]	ωy
10	101,3	28	0,68	301,6	2552	0,0162
11	101,3	34,6	0,93	307,5	2562	0,0318

APÊNDICE D – Resultados da Avaliação do Ciclo de Vida

CHILLER				
Item	Aço [kg CO ₂ -eq]		Cobre [kg CO ₂ -eq]	
Processos	Aquisição	20130,05	Aquisição	21761,75
	Processamento	2535,67	Processamento	9551,55
	Reciclagem	-14645,38	Reciclagem 85%	-18497,49
			Descarte	4613,70
TOTAL	8020,34 kg CO₂-eq		17429,51 kg CO₂-eq	
Item	R134a [kg CO ₂ -eq]		Transporte [kg CO ₂ -eq]	
Processos	Aquisição 2x	18198,33	Caminhão TR 1*	911,62
	Incineração	424,74	Navio TR 1*	577,88
			Caminhão TR 2*	1749,55
TOTAL	18623,08 kg CO₂-eq		3239,04 kg CO₂-eq	

*TR se refere ao trecho de transporte: 1 representa o trecho “local de fabricação – local de instalação” e 2, representa o trecho “local de instalação – local de descarte”

Observa-se que o uso do fluido refrigerante R134a é o fator de maior impacto nas emissões de CO₂-eq no ciclo de vida do chiller. Em relação ao cobre, embora se tenha considerado sua reciclagem com eficiência de 85%, ainda se observa uma alta contribuição nas emissões. A aquisição do material, quando considerada isolada, representa o maior contribuinte nas emissões, e seu processamento apresenta contribuição significativa. No entanto, seu descarte/reciclagem reduz essa contribuição de forma a colocá-lo como o segundo em emissões relativas ao chiller.

BOMBA				
Item	Ferro fundido [kg CO2-eq]		Aço [kg CO2-eq]	
Processos	Aquisição	188,14	Aquisição	95,14
	Reciclagem	-166,71	Reciclagem	-84,31
TOTAL	21,43 kg CO2-eq		10,84 kg CO2-eq	
Item	PVC [kg CO2-eq]		Alumínio [kg CO2-eq]	
Processos	Aquisição	21,11	Aquisição	335,71
	Reciclagem	-16,40	Reciclagem	-257,11
TOTAL	4,71 kg CO2-eq		78,60 kg CO2-eq	
Item	Transporte [kg CO2-eq]			
Processos	Caminhão TR 1*		14,44	
	Caminhão TR 2*		32,68	
TOTAL	47,12 kg CO2-eq			

*TR se refere ao trecho de transporte: 1 representa o trecho “local de fabricação – local de instalação” e 2, representa o trecho “local de instalação – local de descarte”

A reciclagem de todos os elementos do equipamento resulta em baixíssimas emissões totais. No entanto, destaca-se o alumínio como maior contribuinte nas emissões totais do equipamento, com altas emissões de aquisição, e alívio ambiental inferior, quando proporcionalmente comparado aos outros elementos.

TORRE DE RESFRIAMENTO				
Item	PRF [kg CO2-eq]		PVC [kg CO2-eq]	
Processos	Aquisição	35941,19	Aquisição	1190,18
	Descarte	2498,69	Reciclagem	-890,31
TOTAL	38439,88 kg CO2-eq		299,87 kg CO2-eq	
Item	Polipropileno [kg CO2-eq]		Aço [kg CO2-eq]	
Processos	Aquisição	581,33	Aquisição	4207,96
	Reciclagem	-521,70	Processamento	513,38
			Reciclagem	-1459,99
TOTAL	59,63 kg CO2-eq		3261,35 kg CO2-eq	
Item	Transporte [kg CO2-eq]			
Processos	Caminhão TR 1*		3439,64	
	Caminhão TR 2*		887,07	
TOTAL	4326,71 kg CO2-eq			

*TR se refere ao trecho de transporte: 1 representa o trecho “local de fabricação – local de instalação” e 2, representa o trecho “local de instalação – local de descarte”

Em relação à torre, é observada uma enorme contribuição do PRF no impacto ambiental do componente, sendo responsável por aproximadamente 82% das emissões totais.