



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

– Mestrado – Doutorado

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UM SECADOR POR BOMBA DE CALOR

por

Anderson Felipe Chaves Fortes

*Dissertação de Mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba
para a obtenção do grau de mestre*

João Pessoa - Paraíba

Julho - 2017

ANDERSON FELIPE CHAVES FORTES

**ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE
UM SECADOR POR BOMBA DE CALOR**

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 Mestre.

Orientador: Professora Monica Carvalho

João Pessoa - Paraíba

Julho – 2017

F738a Fortes, Anderson Felipe Chaves.
Análise termoeconômica e ambiental de um secador por
bomba de calor / Anderson Felipe Chaves Fortes. - João
Pessoa, 2017.
128 f. : il. -

Orientadora: Monica Carvalho.
Dissertação (Mestrado) - UFPB/CT

1. Engenharia Mecânica. 2. Bomba de Calor. 3. UFS.
4. Avaliação de Ciclo de Vida. 5. Termoeconomia. I. Título.

UFPB/BC

CDU: 621(043)

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UM SECADOR POR BOMBA DE CALOR

por

Anderson Felipe Chaves Fortes

Dissertação aprovada em 02 de agosto de 2017



Prof. Dra. MONICA CARVALHO
Orientadora – UFPB



Prof. Dr. ADRIANO SITÔNIO RUMÃO
Examinador Interno - UFPB



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

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família pelo apoio incondicional, em especial à minha esposa Auricélia Sampaio de Araújo, minha mãe Maria Teresa Chaves de Sousa e à minha filha Ana Luisa de Araújo Fortes pela motivação que trouxeram simplesmente pela saudade.

À professora orientadora Mônica Carvalho pela disponibilidade, discussões e opiniões sempre muito úteis.

Ao professor Júlio Augusto Mendes Silva pela paciência e colaboração.

Ao professor Carlos Antônio Cabral dos Santos pelo apoio.

Ao amigo Márcio Andrade Rocha e à amiga Maria Mayara de Souza Grilo pela ajuda e companheirismo.

Ao amigo Francisco Fernandes de Araujo Neto que me abriu as portas da Paraíba.

Aos demais colegas que contribuíram para que este trabalho pudesse ser realizado.

ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UM SECADOR POR BOMBA DE CALOR

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo apresentar uma metodologia de análise energética, exérgica, termoeconômica e ambiental de um secador por bomba de calor e realizar análise de um protótipo experimental com base nos dados disponíveis. A análise se justifica na necessidade de desenvolver técnicas de secagem sustentáveis, com maior eficiência energética, menores impactos ambientais e viabilidade econômica. Neste contexto a bomba de calor aplicada à secagem surge como uma alternativa a ser levada em consideração. A partir de medições de pressão de evaporação e condensação do ciclo frigorífico da bomba de calor e medições de vazão, temperatura e umidade relativa do ar de entrada e saída do protótipo, o sistema é modelado termodinamicamente, mediante análise energética, exérgica e caracterização da eficiência dos componentes do protótipo. Em seguida é realizada a análise termoeconômica do equipamento, utilizando-se da metodologia UFS, com objetivo de alocar os custos exérgicos e monetários associados aos produtos finais do protótipo (água condensada e retirada de umidade de uma substância a ser desidratada). O modelo termoeconômico é adaptado para alocar as emissões de CO₂-eq aos produtos do equipamento. Como resultados são obtidos os custos monetários associados aos produtos finais e emissões de CO₂-eq, avaliadas em US\$ 0,61 e 0,414 kg CO₂-eq por quilograma de água condensada e US\$ 0,33 e 0,229 kg CO₂-eq por quilograma de umidade retirada da substância a ser desidratada.

Palavras Chaves – Bomba de calor, Termoeconomia, UFS, Avaliação de Ciclo de Vida.

THERMOECONOMIC AND ENVIROMENTAL ANALYSIS OF A HEAT PUMP DRYER

ABSTRACT

This work presents a methodology for energy, exergy, thermoeconomic and environmental analyses of a heat pump dryer, while also analyzing an experimental prototype based on available data. The analyses are justified by the need to develop sustainable drying techniques, with greater energy efficiency, lower environmental impacts and economic viability. In this context, the heat pump applied to drying purposes appears as an alternative to be taken into consideration. The system was thermodynamically modeled by means of energy and exergy analyses, from evaporation and condensation pressure measurements of the heat pump's refrigeration cycle along with input and output air flows, temperatures and relative humidity measurements for the prototype. Efficiencyes were obtained for the prototype components. Thermoeconomic analysis of the equipment was carried out using the UFS methodology, to allocate exergy and monetary costs associated with the final products of the prototype (condensed water and removal of moisture from the substance to be dehydrated). The thermoeconomic model was adapted to allocate CO₂-eq emissions to equipment products. The results obtained were the monetary costs associated with the final products and CO₂-eq emissions, evaluated at US\$ 0.61 and 0.414 kg CO₂-eq per kilogram of condensed water and US\$ 0.33 and 0.229 kg CO₂-eq per kilogram of moisture removed.

Keywords – Heat Pump, Thermoeconomics, UFS methodology, Life Cycle Assessment.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	i
LISTA DE FIGURAS	iv
LISTA DE TABELAS	vi
LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS	vii
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.2.1 Objetivo geral.....	2
1.2.2 Objetivos específicos	2
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	3
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 LEIS DA TERMODINÂMICA PARA VOLUMES DE CONTROLE	5
2.1.1 Princípio de Conservação da Massa.....	6
2.1.2 Princípio de Conservação da Energia	6
2.1.3 Segunda Lei da Termodinâmica (SLT).....	8
2.1.4 Entropia	11
2.1.5 Exergia	14
2.2 BOMBA DE CALOR.....	16
2.2.1 Ciclo Ideal e Real de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	18
2.2.2 Desempenho Térmico de Sistemas Frigoríficos	19
2.3 PSICROMETRIA	20
2.4 TERMOECONOMIA.....	23
2.4.1 Teoria do Custo exergético (TCE)	24

2.4.2 Modelo UFS	26
2.5 AVALIAÇÃO DE CICLO DE VIDA	28
2.5.1 Definição do Objetivo e Escopo	28
2.5.2 Análise de Inventário de Ciclo de Vida (ICV).....	29
2.5.3 Análise de Impacto do Ciclo de Vida (AICV).....	30
2.5.3 Interpretação.....	31
2.5.4 Avaliação de Ciclo de Vida e Termoeconomia.....	31
2.6 REVISÃO DE LITERATURA/ESTADO DA ARTE.....	32
2.6.1 Análise Termoeconômica de Refrigeradores/Bombas de Calor	32
2.6.2 Avaliação ambiental e a Termoeconomia/Exergia	33
CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA	35
3.1 APARATO EXPERIMENTAL.....	35
3.2 PROCESSOS DO AR.....	37
3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA	38
3.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA	38
3.4.1 Considerações Gerais	38
3.4.2 Definição dos Estados Termodinâmicos e Avaliação das Propriedades.....	40
3.4.3 Análise Termodinâmica do Compressor.....	44
3.4.4 Análise Termodinâmica do Condensador	45
3.4.5 Análise Termodinâmica do Dispositivo de Expansão	46
3.4.6 Análise Termodinâmica do Evaporador.....	47
3.4.7 Análise Termodinâmica do Ventilador	48
3.4.8 Análise Termodinâmica do Secador	49
3.5.9 Análise de Eficiência do Protótipo.....	50
3.6 ANÁLISE TERMOECONÔMICA	51
3.6.1 Equações Características das Unidades Produtivas	54
3.6.2 Definição dos Custos Monetários	63

3.7 ALOCAÇÃO DE CO ₂ -eq.....	66
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES	70
4.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA	70
4.2 ANÁLISE TERMOECONÔMICA	73
4.2 ALOCAÇÃO DE CO ₂ -eq.....	77
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÃO	81
5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros	83
REFERÊNCIAS	85
APÊNDICE A	97

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diagrama P-V do (a) Ciclo de Carnot e (b) Ciclo de Carnot Reverso. (ÇENGEL e BOLES, 2006)	9
Figura 2 - Diagrama T-s para um processo reversível com transferência de calor. (ÇENGEL e BOLES, 2013)	12
Figura 3 - Representação do Ciclo de Carnot em diagrama T-S. (ÇENGEL e BOLES, 2013)	12
Figura 4 - Esquema do ciclo da bomba de calor por compressão de vapor. (MAIA, 2014)	17
Figura 5 - Diagrama T-s e esquema do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. (Adaptado de ÇENGEL e BOLES, 2013)	18
Figura 6 - Diagrama T-s e esquema do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. (Adaptado de ÇENGEL e BOLES, 2013)	19
Figura 7 – Esquema do processo de resfriamento com desumidificação, seguido de aquecimento sensível. (Adaptado de BALMER, 2010)	22
Figura 8 - Estrutura do protótipo de secador por bomba de calor.	36
Figura 9 - Estrutura física do modelo termodinâmico proposto.	39
Figura 10 - Estrutura física do compressor.	44
Figura 11 - Estrutura física do condensador.	45
Figura 12 - Estrutura física do dispositivo de expansão.	46
Figura 13 - Estrutura física do evaporador.	47
Figura 14 - Estrutura física do ventilador.	48
Figura 15 - Estrutura física do secador.	49
Figura 16 – Diagrama de uma unidade produtiva imaginária.	51
Figura 17 – Diagrama da estrutura produtiva do protótipo de secador por bomba de calor.	53
Figura 18 – Diagrama da estrutura produtiva do compressor.	54
Figura 19 – Diagrama da estrutura produtiva do condensador.	55
Figura 20 – Diagrama da estrutura produtiva do dispositivo de expansão.	56
Figura 21 – Diagrama da estrutura produtiva do evaporador.	57
Figura 22 – Diagrama da estrutura produtiva do ventilador.	58
Figura 23 – Diagrama da estrutura produtiva do secador.	59

Figura 24 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas a energia interna.	60
Figura 25 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao trabalho de fluxo.	61
Figura 26 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao termo de entropia.	62
Figura 27 – Diagrama da estrutura produtiva da junção-bifurcação associada a exergia química.	63
Figura 28 –Destruição de exergia percentual dos volumes de controle.	71
Figura 29 - Eficiência exergética dos componentes do protótipo.	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados do compressor e capacitor. (MAIA, 2014).....	36
Tabela 2 - Dados do conjunto ventilador, motor e inversor de frequência. (MAIA, 2014)	37
Tabela 3 – Estimativa de preços de aquisição dos componentes do protótipo.....	64
Tabela 4 - Composição material do protótipo.	67
Tabela 5 - Percentuais de geração de eletricidade, por fonte, no Brasil (adaptado de DELGADO e CARVALHO, 2016).	67
Tabela 6 - Exergia dos fluxos físicos e suas componentes.....	71
Tabela 7 - Eficiências exergéticas de componentes de bomba de calor.....	72
Tabela 8 - Taxas de Remoção de Umidade	73
Tabela 9 - Fluxos produtivos associados às substâncias para o sistema analisado.	74
Tabela 10 - Razão entre produto e insumo para as unidades produtivas avaliadas.....	74
Tabela 11 - Preço de aquisição estimado dos componentes do protótipo.	75
Tabela 12 – Taxa de custo monetário associado a cada uma das unidades produtivas.....	75
Tabela 13 - Custos unitários associados aos produtos das unidades produtivas; K: Exergético, C: Monetário.....	76
Tabela 14 - Emissões de CO ₂ -eq por componente do protótipo.	78
Tabela 15 – Taxas de emissão de CO ₂ -eq associadas às unidades produtivas.....	79
Tabela 16 - Emissões unitárias associadas aos produtos das unidades produtivas.	79

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACV	Avaliação de Ciclo de Vida
ACVE	Análise de Ciclo de Vida Exergética
AICV	Análise de Impacto do Ciclo de Vida
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BC	Bomba de Calor
CEAR	Centro de Energia Alternativas e Renováveis
COMP	Compressor
COND	Condensador
COP	Coefficiente de Performance
CO₂	Dióxido de Carbono
CO₂-eq	Equivalência em Dióxido de Carbono
CRF	Fator de Recuperação de Capital
EVAP	Evaporador
EXP	Válvula de Expansão
GEE	Gases de Efeito Estufa
ICV	Análise de Inventário de Ciclo de Vida
ISO	International Organization for Standardization
LES	Laboratório de Energia Solar
PLT	Primeira Lei da Termodinâmica
PROT	Protótipo
SEC	Secador
SLT	Segunda Lei da Termodinâmica
VENT	Ventilador
TCE	Teoria do Custo Exergético
TTR	Teorema do Transporte de Reynolds

SÍMBOLOS

\vec{a}	Vetor Unitário Perpendicular à Área
A	Área
b	Exergia Específica Associada a Um Fluxo de Matéria
b_{qui}	Exergia Química Específica
\bar{b}_{qui}	Exergia Química Específica na Base Molar
\dot{B}	Fluxo de Exergia
\dot{B}_{des}	Taxa de Destruição de Exergia
\dot{B}_{for}	Taxa de Exergia Fornecida ao Sistema
\dot{B}_{pro}	Fluxo de Exergia dos Produtos
\dot{B}_{per}	Taxa de Exergia Perdida
C	Custo Monetário Unitário
C_{ele}	Custo Monetário Unitário da Potência Elétrica
C_p	Calor específico a pressão constante
C_v	Calor específico a volume constante
E	Energia Total
f	Trabalho de fluxo Específico
g	Aceleração da Gravidade
h	Entalpia Específica
$h_{s,iso}$	Entalpia Específica de Saída do Dispositivo Caso o Processo de Expansão ou Compressão Ocorresse de Maneira Isentrópica
$h_{0,i}$	Entalpia Específica nas Condições de Temperatura e Pressão de Estado Morto e Composição na Mistura
$h_{00,i}$	Entalpia Específica nas Condições de Temperatura e Pressão de Estado Morto e Composição da Substância “i” no Ambiente
i	Taxa de Atratividade
K	Custo Exergético Unitário
m	Massa
n	Propriedade Intensiva Correspondente à N
n_a	Vida Útil
n_h	Numero de Horas de Operação Anual

N	Propriedade Extensiva Geral
P	Pressão Normal atuando ao Longo da Superfície de Controle
P_{sat}	Pressão de Saturação
P_v	Pressão Parcial de Vapor
Q_H	Calor Trocado com o Reservatório de Alta Temperatura
Q_L	Calor Trocado com o Reservatório de Baixa Temperatura
\dot{Q}_H	Fluxo de Calor Trocado com o Reservatório de Alta Temperatura
\dot{Q}_L	Fluxo de Calor Trocado com o Reservatório de Baixa Temperatura
\dot{Q}_{sis}	Taxa Líquida de Transferência de Calor Entrando no Sistema
R	Constante do Gás Ideal
R_a	Constante de Gás Ideal do Ar
R_v	Constante de Gás Ideal do Vapor de Água
r	Região da Superfície de Controle
s	Entropia específica
$s_{0,i}$	Entropia nas Condições de Temperatura e Pressão de Estado Morto e Composição na Mistura
$s_{00,i}$	Entropia nas Condições de Temperatura e Pressão de Estado Morto e Composição da Substância “i” no Ambiente
S	Entropia
\dot{S}_{ger}	Taxa de Geração de Entropia dentro das Fronteiras do Sistema
T	Temperatura
T_H	Temperatura do Reservatório de Alta Temperatura
T_L	Temperatura do Reservatório de Baixa temperatura
T_{med}	Temperatura Média
u	Energia Interna Específica
U	Energia Interna
W	Trabalho
\dot{W}	Potência
W_{liq}	Trabalho Líquido Consumido pelo Sistema
\dot{W}_{sis}	Taxa Líquida de Transferência de Energia por meio de Trabalho Saindo do Sistema
\dot{W}_{VC}	Potência Produzida ou Consumida por um Volume de Controle

\dot{W}_{eixo}	Potência de Eixo
\dot{W}_{cis}	Potência devido às Tensões Cisalhantes
\dot{W}_{nor}	Potência devido às Tensões Normais
\dot{W}_x	Taxa de Transferência de Exergia Associada à Potência
V_{ol}	Volume
\vec{V}_{el}	Vetor Velocidade
$y_{i,0}$	Fração Molar Do Componente i na Mistura nas Condições de T_0 E P_0
$y_{i,00}$	Fração Molar do Componente i na Atmosfera
Y	Emissões Unitárias
Y_{ele}	Emissões Unitárias Associadas ao Consumo de Potência Elétrica
z	Altura em Relação a um Referencial
Z	Preço de Aquisição
\dot{Z}_T	Fluxo Monetário Associado à Investimento, Operação e Manutenção

SÍMBOLOS GREGOS

ρ	Densidade do Fluido
δ_{ciclo}	Intensidade da Desigualdade
$\eta_{iso,tur}$	Eficiência Isentrópica de Turbinas
$\eta_{iso.comp}$	Eficiência Isentrópica De Compressores E Bombas
η_x	Eficiência Exergética
ω	Umidade Absoluta
ϕ	Umidade Relativa

SUBSCRITOS

a	Ar seco
v	Umidade
w	Água
c	Umidade Condensada
amb	Ambiente
iso	Isoentropia

ref Fluido Refrigerante
sat Saturação

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Segundo Minea (2016) no ano de 2008 o fornecimento de energia mundial foi de 143851 TWh, onde óleo e carvão representaram 60% deste fornecimento, e verificaram-se perdas de 32% deste fornecimento nos processos de geração, transporte e uso desta energia. Observa ainda que as emissões globais de CO₂ tiveram como principais fontes a geração de energia elétrica (40%), e os consumos energéticos associados a indústria (17%), edifícios residências e comerciais (14%) e transporte (21%).

Dentre os processos industriais, Kemp (2011) afirma que o processo de secagem consome entre 10% e 20% de toda a energia utilizada no setor industrial dos países desenvolvidos. Segundo Fayose e Huan (2015) o aumento do preço dos combustíveis fósseis e da energia elétrica e emissão de gases nocivos à camada de ozônio associada ao processo de secagem tradicional fez com que métodos de secagem sustentáveis e com recuperação de calor tenham se tornado importantes. Alves-Filho (2015) afirma que os processos de secagem convencionais têm uma elevada contribuição na emissão de gases do efeito estufa na atmosfera.

Dinçer e Rosen (2015) afirmam que secadores por bomba de calor são bastante atrativos do ponto de vista energético devido a sua habilidade de recuperar calor e remover umidade do ar. Minea (2016) destaca que a secagem por bomba de calor é uma tecnologia sustentável pois requer baixo consumo energético e sua operação não emite diretamente gases e fumos nocivos à atmosfera.

Gungor, Erbay e Hepbasli (2015) afirma que os sistemas de conversão de energia devem ser analisados com base no conceito de exergia. Para Ganjehsarabi, Dinçer e Gungor (2014) a análise exérgica é uma poderosa ferramenta para se atingir um uso mais eficiente de recursos naturais, e localizar, quantificar e classificar perdas e desperdícios de recursos energéticos.

Além da atratividade energética, se faz necessário que o secador por bomba de calor apresente vantagens economicas. Oliveira Junior (2012) afirma que os custos monetários dos produtos gerados em processos de conversão de energia podem ser determinados por um critério de partição de custos em função do conteúdo exérgico de cada fluxo existente no processo que está sendo estudado. Esta combinação de análise exérgica com conceitos de economia é definida como análise termoeconômica.

Diante do contexto que envolve aumento da demanda de consumo energético, elevada participação de combustíveis fósseis na matriz energética mundial, emissões de gases do efeito estufa, classificação do processo de secagem como um processo com elevado consumo de energia, se faz necessário propor tecnologias sustentáveis alternativas em relação aos processos de secagem tradicionais. A tecnologia de bomba de calor aplicada à secagem vem sendo proposta devido a sua elevada eficiência energética associada a um melhor controle das condições de secagem, entretanto se faz necessária a proposição de metodologias que permitam avaliar esta tecnologia em termos de eficiência energética/exérgica, economica e ambiental, de forma a justificar sua aplicação.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Esta dissertação apresenta como objetivo geral realizar a avaliação termoeconômica e alocação de impactos ambientais em um protótipo de secador por bomba de calor.

1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desta dissertação são:

- Realizar medidas experimentais úteis para o estudo do secador por bomba de calor;
- Realizar as análises energética e exérgica do equipamento;

- Avaliar as condições do ar desumidificado e aquecido processado pelo secador;
- Realizar análise termoeconômica do secador por bomba de calor;
- Obter custos exergéticos e monetários unitários dos produtos finais do equipamento;
- Realizar alocação das emissões de CO₂-eq associadas a configuração e operação do dispositivo, a partir de informações geradas pela aplicação da metodologia da Avaliação de Ciclo de Vida;
- Identificar componentes e fluxos que apresentam maiores contribuições para os impactos ambientais.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho está estruturado em cinco capítulos, onde no primeiro foram apresentados a justificativa e os objetivos. No segundo capítulo são apresentados os conceitos necessários para o desenvolvimento do estudo, desde do desenvolvimento das Leis de Conservação de Massa, Conservação da Energia aplicadas a volume de controle, bem como o desenvolvimento da Segunda Lei da Termodinâmica e os conceitos de Entropia e Exergia. Ainda no capítulo 2 são apresentados os princípios de funcionamento de uma Bomba de Calor, conceitos básicos de Psicrometria, Termoeconomia com ênfase na Teoria do Custo Exergético e no Modelo UFS que é empregado neste trabalho. Conceitos introdutórios sobre Avaliação de Ciclo de Vida e suas fase serão apresentados. O capítulo 2 é finalizado com uma breve revisão de literatura com estudos sobre Termoeconomia aplicada a sistemas frigoríficos e Termoeconomia associada a Avaliação de Ciclo de Vida.

O capítulo 3 apresenta a metodologia empregada na análise, iniciando pela descrição do protótipo e da instrumentação utilizada, os processos pelos quais o ar é submetido na bomba de calor. Um modelo termodinâmico é proposto com base nos dados obtidos pela instrumentação, é realizada análise energética e exergética dos principais volumes de controle do equipamento. Apresenta o modelo termoeconomico proposto para a definição dos custos exergéticos, custos monetários e alocação das emissões de CO₂-eq aos produtos do equipamento.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos com base nas análises realizadas. Por fim o capítulo 5 apresenta a conclusão, considerações finais do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo são definidos os principais conceitos necessários para o desenvolvimento da dissertação: Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, princípios de funcionamento de Bomba de Calor, Teoria do Custo Exergético e Avaliação de Ciclo de Vida. É apresentada também uma revisão de literatura sobre aplicação de Termoeconomia a sistemas de refrigeração/bombas de calor e sobre o uso da Termoeconomia na alocação de custos ambientais.

2.1 LEIS DA TERMODINÂMICA PARA VOLUMES DE CONTROLE

As leis da termodinâmica para um volume de controle podem ser deduzidas a partir da aplicação do Teorema do Transporte de Reynolds (TTR) às propriedades energia e entropia. Observa-se que a aplicação do TTR à propriedade massa também se faz necessária para a realização da análise de processos e ciclos termodinâmicos. Segundo Fox, Pritchard e McDonald (2011) o TTR pode ser representado matematicamente pela Eq. 2.1.

$$\frac{dN}{dt}_{sis} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} n \rho dV_{ol} \right) + \int_{SC} n \rho (\vec{V}_{el} \cdot \vec{a}) dA \quad (2.1)$$

Onde N representa uma propriedade extensiva geral, n representa a propriedade intensiva correspondente à N , ρ representa a densidade do fluido, V_{ol} representa o volume, \vec{V}_{el} representa o vetor velocidade, e \vec{a} representa o vetor unitário perpendicular à área (A).

2.1.1 Princípio de Conservação da Massa

A aplicação da propriedade massa no TTR, resulta na formulação integral da lei de conservação da massa, definida por Chorin e Marsden (1990) conforme Eq. 2.2.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho \, dV_{ol} \right) = - \int_{SC} \rho \left(\vec{V}_{el} \cdot \vec{a} \right) dA \quad (2.2)$$

Pois a taxa de variação da massa do sistema é nula, conforme Eq. 2.3.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho \, dV_{ol} \right) = 0 \quad (2.3)$$

Onde:

$$- \int_{SC} \rho \vec{V}_{el} \cdot d\vec{A} = \sum_{ent} \dot{m} - \sum_{sai} \dot{m} \quad (2.4)$$

Logo:

$$\sum_{ent} \dot{m} = \sum_{sai} \dot{m} \quad (2.5)$$

2.1.2 Princípio de Conservação da Energia

Nag (2006) apresenta uma definição de energia, como a capacidade de exercer uma força através de uma distância, podendo se manifestar de varias formas. Observa-se que a sobrevivência humana apresenta uma elevada dependência do fornecimento de energia e que apesar do termo energia ser comum no cotidiano humano, ainda existe certa dificuldade em se apresentar uma definição clara do conceito de energia.

Singh (2009) classifica a energia em duas categorias gerais: energia em transição (calor, trabalho, etc) e energia armazenada em uma massa particular (Energia potencial, cinética, interna). Segundo Eastop e McConkey (2009) cabe à termodinâmica relacionar os mecanismos de transferência de energia com as propriedades de sistemas.

A aplicação da propriedade energia ao TTR resulta na Eq. 2.6.

$$\frac{dE}{dt}_{sis} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e \rho \, dV_{ol} \right) + \int_{SC} e \rho \left(\vec{V}_{el} \cdot \vec{a} \right) dA \quad (2.6)$$

Com:

$$E = \frac{mV_{el}^2}{2} + mgz + U \quad (2.7)$$

Onde E representa a energia total, m representa a massa, g representa a gravidade, z representa uma altura em relação a um referencial, U representa a energia interna e $e = \frac{E}{m}$.

Segundo Moran *et al.* (2011):

$$\frac{dE}{dt}_{sis} = \dot{Q}_{sis} - \dot{W}_{sis} \quad (2.8)$$

Onde \dot{Q}_{sis} representa a taxa líquida de transferência de calor entrando no sistema e \dot{W}_{sis} representa a taxa líquida de transferência de energia por meio de trabalho saindo do sistema, ambas em um dado instante de tempo t . Segundo Young *et al.* (2010), para um instante de tempo em que o sistema coincide com o volume de controle:

$$\dot{Q}_{sis} - \dot{W}_{sis} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} \quad (2.9)$$

Combinando as Eqs. 2.6, 2.8 e 2.9, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e \rho dV_{ol} \right) = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} - \int_{SC} e \rho \vec{V}_{el} \cdot d\vec{A} \quad (2.10)$$

De acordo com Young *et al.* (2010) a potência (\dot{W}_{VC}) pode ser constituída basicamente por potência de eixo (\dot{W}_{eixo}), potência devido às tensões cisalhantes (\dot{W}_{cis}) e potência devido às tensões normais (\dot{W}_{nor}).

$$\dot{W}_{VC} = \dot{W}_{eixo} + \dot{W}_{cis} + \dot{W}_{nor} \quad (2.11)$$

Young *et al.* (2010) assume ainda que a \dot{W}_{cis} é desprezível e que \dot{W}_{nor} pode ser definida conforme Eq. (2.12).

$$\dot{W}_{nor} = \int_{SC} \vec{P} \vec{V}_{el} \cdot d\vec{A} \quad (2.12)$$

Onde P representa a pressão normal atuando ao longo da superfície de controle.

Combinando as Eqs. 2.7, 2.10, 2.11 e 2.12 resulta em:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e p dV_{ol} \right) = \dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{eixo} - \int_{SC} \left(\frac{V_{el}^2}{2} + gz + u + \frac{P}{\rho} \right) p \vec{V}_{el} \cdot d\vec{A} \quad (2.13)$$

Ou ainda:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e p dV_{ol} \right) = \dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{eixo} + \sum_{ent} \left(\frac{V_{el}^2}{2} + gz + u + \frac{P}{\rho} \right) \rho V_{el} A - \sum_{sai} \left(\frac{V_{el}^2}{2} + gh + u + \frac{P}{\rho} \right) \rho V_{el} A \quad (2.14)$$

Onde u representa a energia interna por unidade de massa. Segundo Çengel e Boles (2013), a Eq. 2.15 define a propriedade entalpia (h):

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (2.15)$$

Em diversos casos da engenharia é comum desprezar as variações de energia cinética e potencial de forma a simplificar a Eq. 2.14, combinando ainda com a Eq. 2.15, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} e p dV_{ol} \right) = \dot{Q}_{VC} + \dot{W}_{eixo} + \sum_{ent} (h \rho V_{el} A) - \sum_{sai} (h \rho V_{el} A) \quad (2.16)$$

A Eq. 2.16 representa umas das formulações mais comuns para a primeira lei da termodinâmica (PLT).

2.1.3 Segunda Lei da Termodinâmica (SLT)

Moran *et al.* (2011) afirma que a SLT permite prever a direção espontânea dos processos, estabelecer as condições de equilíbrio, determinar a melhor performance de ciclos, motores e outros dispositivos, avaliar quantitativamente os fatores que impedem o alcance da melhor performance teórica, definir escalas de temperatura independentes de propriedades de qualquer substância termométrica, e desenvolver meios de avaliar propriedades como energia interna e entalpia em termos de propriedades que podem ser avaliadas com maior facilidade experimentalmente.

Borgnakke e Sonntag (2009) apresenta os enunciados de Kelvin-Plank e Clausius para a SLT. O enunciado de Kelvin-Plank estabelece que é impossível construir um dispositivo que irá operar em um ciclo e que produza nenhum efeito diferente da elevação de um peso e resfriamento de um reservatório térmico quente. O enunciado de Clausius estabelece que é impossível construir um dispositivo que opere em um ciclo e que produza nenhum efeito diferente da transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente.

Çengel e Boles (2006) ratificam que a inexistência de uma máquina térmica com eficiência de 100% não está associada às perdas por atrito ou de natureza dissipativa é uma limitação que se aplica também às máquinas térmicas ideais. Diante disto Borgnakke e Sonntag (2009) ressalta a importância de estimar a máxima eficiência que um dispositivo térmico pode apresentar. Para tanto se faz necessária a definição de um processo ideal, também chamado de processo reversível, que é definido por Çengel e Boles (2006) como o processo que após ocorrido pode ser revertido e após a realização de tal reversão não se notará algum vestígio no sistema e no meio.

Borgnakke e Sonntag (2009) estabelece que o ciclo que apresenta o máximo desempenho térmico é aquele composto apenas por processos reversíveis, e que se cada processo de um ciclo é reversível o ciclo também será reversível. Observa-se que a inversão de uma máquina térmica reversível resulta em um refrigerador reversível. O principal ciclo termodinâmico reversível é o ciclo de Carnot.

Moran *et al.* (2011) apresenta o ciclo de Carnot como uma sucessão de quatro processos internamente reversíveis, sendo dois processos adiabáticos alternados por dois

processos isotérmicos. A fig. 1 apresenta o ciclo de potência de Carnot e o ciclo de refrigeração de Carnot.

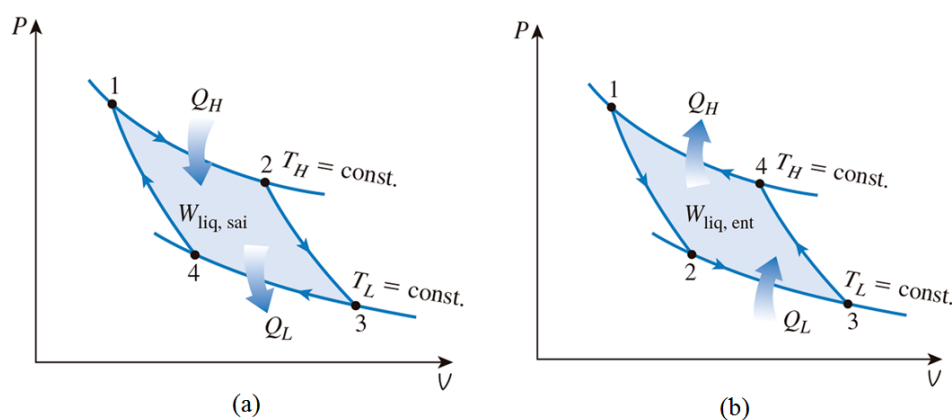


Figura 1 - Diagrama P-V do (a) Ciclo de Carnot e (b) Ciclo de Carnot Reverso. (ÇENGEL e BOLES, 2006)

Borgnakke e Sonntag (2009) apresenta o conceito de eficiência térmica como sendo a razão entre o que é produzido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta). Classificando os sistemas térmicos em: máquinas térmicas, refrigerador e bomba de calor, as Eqs. 2.17, 2.18 e 2.19 determinam respectivamente as eficiências térmicas destes dispositivos.

$$\eta_{MT} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} = 1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (2.17)$$

$$\eta_{RE} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} - 1} \quad (2.18)$$

$$\eta_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} = \frac{1}{1 - \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H}} \quad (2.19)$$

Onde \dot{W} representa a potência líquida produzida (máquinas térmicas) ou consumida (refrigeradores e bombas de calor), \dot{Q}_H representa o fluxo de calor trocado com a fonte quente e \dot{Q}_L representa o fluxo de calor trocado com a fonte fria. A eficiência térmica de refrigeradores e bombas de calor, por convenção é denominada de Coeficiente de Performance (COP), segundo Çengel e Boles (2006) a criação deste novo parâmetro é realizada na intenção de se evitar a inconveniência de se associar o termo eficiência à valores maiores do que um.

Annamalai, Puri e Jog (2010) apresenta dois corolários de Carnot:

- A eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor que a eficiência térmica de um ciclo de potência reversível quando ambos operam entre os mesmos reservatórios térmicos.

- Todos os ciclos de potência reversíveis operando entre os mesmos reservatórios térmicos devem ter a mesma eficiência térmica.

Conforme corolários de Carnot apresentados e ainda segundo Borgnakke e Sonntag (2009) a eficiência térmica dos ciclos de Carnot são funções apenas das temperaturas dos reservatórios entre os quais os dispositivos operam. Utilizando-se da escala de temperatura termodinâmica proposta por Lord Kelvin as expressões de eficiência térmica e coeficientes de performance para dispositivos que operem conforme o ciclo de Carnot podem ser modificadas. As Eqs. 2.20, 2.21 e 2.22 modificam respectivamente as Eqs. 2.17, 2.18 e 2.19 utilizando-se da escala de temperatura termodinâmica proposta por Lord Kelvin. As Eqs. 2.20, 2.21 e 2.22 apresentam as máximas eficiências térmicas dos dispositivos térmicos operando entre dois reservatórios térmicos.

$$\eta_{MT,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.20)$$

$$\eta_{RE,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.21)$$

$$\eta_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (2.22)$$

Onde T_H e T_L representam respectivamente as temperaturas dos reservatórios de alta e de baixa temperatura.

Moran *et al.* (2011) apresenta um terceiro corolário da SLT, denominado de Desigualdade de Clausius, conforme Eq. 2.23.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b \leq 0 \quad (2.23)$$

Onde δQ representa a transferência de calor em uma parte da fronteira do sistema durante uma porção do ciclo, T representa a temperatura absoluta na parte da fronteira na qual ocorre a transferência de calor δQ . O subscrito b informa que o integrando deve ser avaliado na fronteira do sistema que está executando o ciclo. A integral deve ser realizada sobre todas as partes da fronteira ao longo de todo o ciclo. Moran *et al.* (2011) ressalta que a igualdade é válida quando não existem irreversibilidades internas quando o sistema executa o ciclo e a desigualdade se aplica quando existem irreversibilidades internas.

Uma expressão equivalente para a desigualdade de Clausius é representada pela Eq. 2.24.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b = -\delta_{ciclo} \quad (2.24)$$

Segundo Moran *et al.* (2011) o parâmetro δ_{ciclo} pode ser interpretado como uma representação da intensidade da desigualdade. δ_{ciclo} terá valor nulo quando não se apresentam irreversibilidades dentro do sistema, terá valor positivo quando irreversibilidades internas estiverem presentes no sistema, e nunca deverá ser negativo.

2.1.4 Entropia

Observa-se, a partir da desigualdade de Clausius, que para qualquer ciclo envolvendo processos internamente reversíveis o termo $\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b$ será nulo. Annamalai, Puri e Jog (2010) afirma que desde que a integral cíclica de qualquer propriedade é igual a zero, o termo $\left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int,rev}$ será definido como um propriedade e denominado de entropia (S), conforme Eqs. 2.25 e 2.26.

$$\left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int,rev} = dS \quad (2.25)$$

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int,rev} = S_2 - S_1 \quad (2.26)$$

Ou ainda:

$$\delta Q_{rev} = T dS \quad (2.27)$$

Kaminski e Jensen (2005) afirmam que a entropia pode ser entendida como a qualidade da energia térmica armazenada e pode fornecer uma medida dos limites de produção de trabalho. Segundo Nag (2006) a área sob a curva de um processo reversível i-j representado em um diagrama T-S representa o calor adicionado no processo reversível i-j, conforme fig. 2, e pode ser calculado a partir da integração da Eq. 2.27.

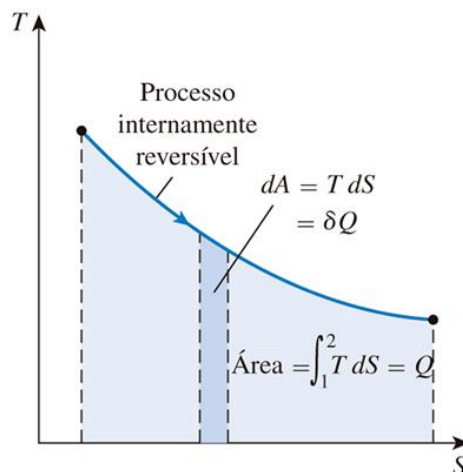


Figura 2 - Diagrama T-s para um processo reversível com transferência de calor. (ÇENGEL e BOLES, 2013)

Kaminski e Jensen (2005) complementam que uma adição de calor ao sistema promove um aumento de entropia, e uma retirada de calor do sistema produz uma redução na entropia. Segundo Eastop e McConkey (2009) ao longo de um processo reversível e adiabático a entropia se mantém constante, tal processo é definido como isentrópico. Çengel e Boles (2006) apresenta o diagrama T-s para o ciclo de Carnot, conforme fig. 3 onde os processos 4-1 e 2-3 são isentrópicos, e define o trabalho líquido do ciclo de Carnot conforme Eq. 2.28.

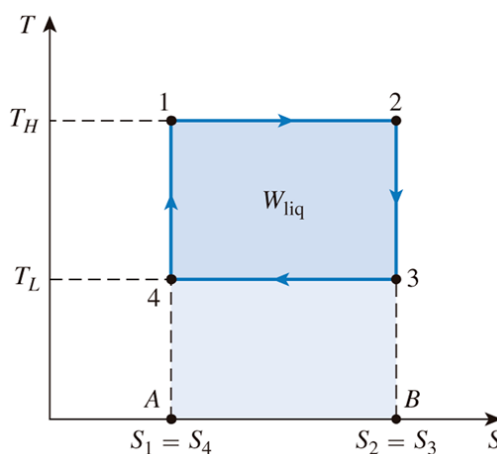


Figura 3 - Representação do Ciclo de Carnot em diagrama T-S. (ÇENGEL e BOLES, 2013)

$$W_{liq} = (T_2 - T_3)(S_2 - S_1) \quad (2.28)$$

Balmer (2010) utiliza-se de relações termodinâmicas para quantificar valores numéricos da propriedade entropia a partir da Eq. 2.29.

$$TdS = \delta Q_{rev} = dE + \delta W_{rev} \quad (2.29)$$

Desprezando as variações de energia cinética, potencial, a Eq. 2.30 pode ser reescrita:

$$ds = \frac{du}{T} + \frac{P}{T} dv \quad (2.30)$$

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T} dP \quad (2.31)$$

Para uma substância incompressível, admitindo que o volume específico seja constante e que: $c_p = c_v = c = \frac{du}{dT} = cte$; a integração da Eq. 2.30 pode ser realizada definindo a variação de entropia entre dois estados conforme Eq. 2.32.

$$(s_2 - s_1)_{inc} = c \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (2.32)$$

Para um gás ideal, a integração das Eqs. 2.30 e 2.31 pode ser realizada após a substituição dos termos $\frac{P}{T}$ e $\frac{v}{T}$ por $\frac{R}{v}$ e $\frac{R}{P}$ respectivamente, onde R é a constante do gás ideal a ser analisado, resultando nas Eqs. 2.33 e 2.34.

$$(s_2 - s_1)_{gas\ ideal} = \int_1^2 \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.33)$$

$$(s_2 - s_1)_{gas\ ideal} = \int_1^2 \frac{c_v(T)}{T} dT + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (2.34)$$

Moran *et al.* (2011) apresenta o balanço de entropia para sistema fechado em termos de taxa, conforme Eq. 2.35.

$$\frac{ds}{dt} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \dot{S}_{ger} \quad (2.35)$$

Onde S_{ger} representa a taxa de geração de entropia dentro das fronteiras do sistema e o termo $\frac{\dot{Q}}{T}$ pode ser entendido como a taxa de transferência de entropia associada a transferência de calor. Moran *et al.* (2011) afirma que avaliar o termo de transferência de entropia associada ao calor requer informações tanto sobre a transferência de calor como da temperatura na porção da fronteira onde a transferência de calor ocorre. No entanto tal informação é quase sempre desconhecida ou indefinida e o sistema não passa por estados próximos de estados de equilíbrio, então se torna conveniente aumentar a fronteira do sistema de forma que a temperatura da fronteira corresponda à temperatura da vizinhança. Por consequência, na análise de entropia gerada serão consideradas as irreversibilidades que ocorrem na porção da vizinhança incorporada pelo aumento da fronteira do sistema.

Borgnakke e Sonntag (2009) observa que a entropia gerada é nula para processos internamente reversíveis e positiva para processos que apresentam irreversibilidades

internas. A partir da aplicação do TTR à propriedade entropia, obtem-se o balanço de entropia para volumes de controle, representado pela Eq. 2.36.

$$\left(\frac{dS}{dt}\right)_{vc} = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{S}_{ger} \quad (2.36)$$

Moran *et al.* (2011) apresenta o Princípio do Aumento da Entropia, que determina que a soma das variações de entropia de um sistema e sua respectiva vizinhança deve ser positiva. Tal princípio justifica como a SLT determina a direção dos processos, pois os processos so podem ocorrer em uma direção na qual o Princípio do Aumento de Entropia seja respeitado.

Para Kaminski e Jensen (2005) muitos dispositivos (turbinas, bombas, compressores, bocais, difusores, etc) podem ser idealizados como isentrópicos e para estes dispositivos seu máximo desempenho é obtido quando operando como um processo isentrópico. No entanto, Çengel e Boles (2006) demonstra que um compressor, quando operando isotermicamente, apresenta desempenho maior do que se operasse isentropicamente.

Moran *et al.* (2011) define a eficiência isentropica de turbinas (Eq. 2.37), e compressores e bombas (Eq. 2.38).

$$\eta_{iso,tur} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{iso}} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,iso}} \quad (2.37)$$

$$\eta_{iso,comp} = \frac{\dot{W}_{iso}}{\dot{W}_{real}} = \frac{h_e - h_{s,iso}}{h_e - h_s} \quad (2.38)$$

Onde $h_{s,iso}$ corresponde a entalpia de saída do dispositivo caso o processo de expansão ou compressão ocorresse de maneira isentrópica (adiabática e internamente reversível), ou seja: $s_s = s_e$.

2.1.5 Exergia

Dinçer e Zamfirescu (2015) definem exergia como o máximo trabalho que um sistema termodinâmico pode produzir até atingir o equilíbrio termodinâmico com sua vizinhança. Define ainda que o equilíbrio termodinâmico é atingido quando o sistema se encontra na mesma temperatura, pressão e potencial químico de suas vizinhanças. A convenção geral assume o estado de referência com uma pressão de 101,325 kPa e temperatura de 298,15 K.

Kotas (1985) apresenta o balanço de exergia para volumes de controle, em regime permanente, conforme Eq. 2.39.

$$\Sigma_{ent}(\dot{m}b) + \Sigma_r \dot{Q}_r \left(T_r - \frac{T_0}{T_r} \right) = \Sigma_{sai}(\dot{m}b) + \dot{W}_x + \dot{B}_{des} \quad (2.39)$$

$$b = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) + \frac{C_0^2}{2} + gZ_0 + b_{qui} \quad (2.40)$$

$$\dot{B}_{des} = T_0\dot{S}_{ger} \quad (2.41)$$

Onde b representa a exergia específica associada a um fluxo de materia, $\dot{Q}_r \left(T_r - \frac{T_0}{T_r} \right)$ representa o fluxo de exergia térmico, associado a transferência de calor que ocorre em uma dada região r da superfície de controle cuja temperatura instantânea é definida por T_r , \dot{W}_x representa a taxa de transferência de exergia associada à potência, \dot{B}_{des} representa a taxa de destruição de exergia associada às irreversibilidades, C_0 representa a velocidade média do fluxo em relação à superfície da terra, Z_0 representa a altura do fluxo em relação ao nível do mar, g representa a aceleração da gravidade, e b_{qui} representa a exergia química específica.

Kotas (1985) define a exergia química como o máximo conteúdo de trabalho que pode ser obtido quando a substância em consideração está nas condições de temperatura e pressão de estado morto e é levada a condição de equilíbrio químico com o ambiente por processos que envolvem transferência de calor e troca de substâncias apenas com o ambiente.

Segundo Silva (2013) a exergia química pode ser avaliada conforme Eq. 2.42, que está relacionada a diferença entre as propriedades entropia e entalpia do componente “i” nas condições de temperatura e pressão de estado morto ($h_{0,i}$ e $s_{0,i}$) em relação a entalpia e entropia deste componente quando se encontra em equilíbrio químico com o ambiente de referência ($h_{00,i}$ e $s_{00,i}$).

$$b_{qui,i} = h_{0,i} - h_{00,i} - T_0(s_{0,i} - s_{00,i}) \quad (2.42)$$

Onde $h_{0,i}$ e $s_{0,i}$ são avaliadas nas condições de T_0 , P_0 e composição na mistura, e $h_{00,i}$ e $s_{00,i}$ são avaliadas nas condições de T_0 , P_0 e composição da substância “i” no ambiente de referência.

Moran *et al.* (2011) define a exergia química para uma mistura de gases ideais, constituída apenas de substâncias presentes como gases na atmosfera, como o somatório das contribuições de cada um dos componentes, conforme Eq. 2.43.

$$\bar{b}_{qui} = RT_0 \sum_{i=1}^j y_{i,00} \ln \left(\frac{y_{i,0}}{y_{i,00}} \right) \quad (2.43)$$

Onde \bar{b}_{qui} representa a exergia química específica na base molar, $y_{i,0}$ representa a fração molar do componente i na mistura nas condições de T_0 e P_0 , enquanto $y_{i,00}$ representa a fração molar do componente i na atmosfera.

Kotas (1985) afirma que o fluxo de exergia térmico, associado à transferência de calor, pode ser avaliado em duas situações: para $T_r > T_0$ pode ser entendido como a potência extraída de uma máquina térmica reversível que recebe \dot{Q}_r de um reservatório à T_r e rejeita calor em um reservatório à T_0 , enquanto que para $T_r < T_0$ o fluxo de exergia térmica pode ser visto como a mínima potência necessária para manter uma taxa de resfriamento igual à \dot{Q}_r em um sistema que se encontra na temperatura T_r . Com relação a \dot{W}_x , Kotas (1985) complementa que o fluxo de exergia associado à potência é igual em magnitude e direção à própria potência consumida ou produzida.

Dinçer e Rosen (2002) definem eficiência exergética (η_x) em uma análise exergética convencional, para um volume de controle em regime permanente, como a razão entre o somatório da exergia dos produtos que saem do volume de controle sobre o somatório das exergias que entram. Kreith (1999) define a taxa de exergia fornecida ao sistema (\dot{B}_{for}) como o somatório do fluxo de exergia dos produtos que saem (\dot{B}_{pro}), da taxa de destruição de exergia (\dot{B}_{des}), e da taxa de exergia perdida (\dot{B}_{per}), conforme Eq. 2.44, que quando aplicada na definição de eficiência exergética resulta na Eq. 2.45.

$$\dot{B}_{for} = \dot{B}_{pro} + \dot{B}_{des} + \dot{B}_{per} \quad (2.44)$$

$$\eta_x = \frac{\dot{B}_{pro}}{\dot{B}_{for}} = 1 - \frac{\dot{B}_{des} + \dot{B}_{per}}{\dot{B}_{for}} \quad (2.45)$$

2.2 BOMBA DE CALOR

Segundo Wang (2000) Bomba de Calor é um equipamento que apresenta os mesmos componentes de uma unidade de refrigeração operando com a função de extrair calor de uma fonte e rejeitar ao ar ou água a uma temperatura superior à desta fonte. Çengel e Boles (2006) afirma que o objetivo de uma bomba de calor é manter um determinado meio aquecido a partir da absorção de calor de uma fonte a baixa temperatura e fornecimento deste calor a um meio mais quente.

Segundo Dinçer e Kanoglu (2011) a maioria das bombas de calor atuais operam segundo o ciclo por compressão de vapor que é composto basicamente por quatro

dispositivos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, conforme fig. 4.

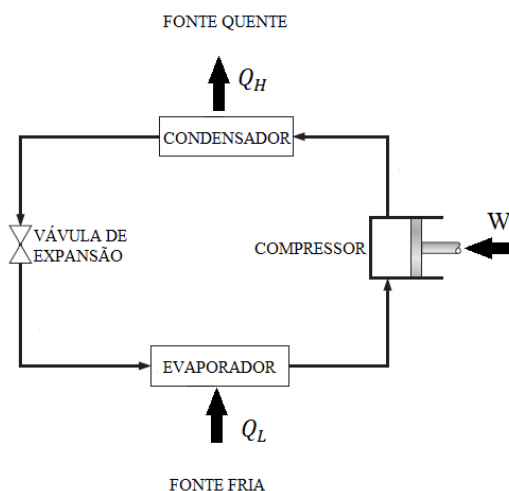


Figura 4 - Esquema do ciclo da bomba de calor por compressão de vapor. (MAIA, 2014)

Althouse, Turnquist e Bracciano (2004) afirma que o compressor promove a mudança do refrigerante de um estado de vapor a baixa pressão para vapor a alta pressão, onde refrigerante é o fluido de trabalho de refrigeradores/bombas de calor. Segundo Whitman (2012) o evaporador é o responsável por absorver calor no sistema a partir de um meio que está sendo resfriado, onde o processo é acompanhado pela manutenção do evaporador a uma temperatura abaixo da temperatura do meio resfriado. Segundo Trott e Welch (1999) o objetivo do condensador em um ciclo por compressão de vapor é de receber o vapor superaquecido que sai do compressor e resfriá-lo para remover inicialmente o superaquecimento e depois o calor latente até que o refrigerante retorne ao estado de líquido subresfriado. Segundo Hundy, Trott e Welch (2008) a proposta do dispositivo de expansão é de controlar o fluxo de refrigerante do lado de alta pressão para o lado de baixa pressão.

De acordo com Teiniranta (2010) a bomba de calor compete com sistemas tradicionais de aquecimento como fornos, lareiras e aquecedores por resistência, apresentando menores impactos ambientais em relação à fornos e lareiras e menor consumo de energia em relação a aquecedores por resistência elétrica. Mumjumdar (2014) apresenta como benefícios da aplicação da bomba de calor no processo de secagem: possibilita a secagem a baixas temperaturas, baixo custo de operação e elevada eficiência energética.

2.2.1 Ciclo Ideal e Real de Refrigeração por Compressão de Vapor

A descrição do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor de Borgnakke e Sonntag (2009), conforme fig 5, mostra que vapor saturado a baixa pressão entra no compressor (estado 1), sofre uma compressão adiabática reversível até o estado de vapor superaquecido (estado 2), entra no condensador onde calor é rejeitado a pressão constante e o fluido deixa o condensador no estado de líquido saturado (estado 3), entra no dispositivo de expansão e passa por um processo de estrangulamento adiabático até chegar em baixa pressão (estado 4), entra no evaporador onde é vaporizado a pressão constante voltando à entrada do compressor.

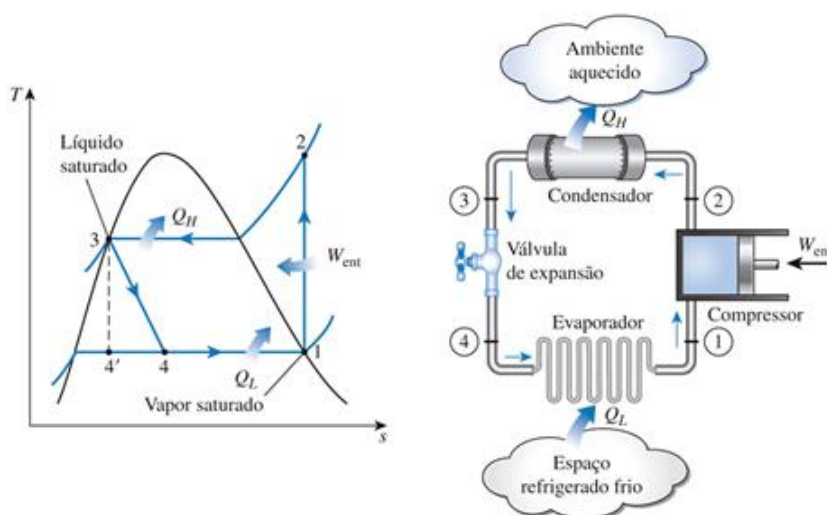


Figura 5 - Diagrama T-s e esquema do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. (Adaptado de ÇENGEL e BOLES, 2013)

Apesar de uma boa aproximação em relação aos sistemas reais o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor ainda apresenta alguns desvios em relação ao ciclo real de refrigeração por compressão de vapor. Çengel e Boles (2006) destaca que as irreversibilidades que ocorrem nos componentes de um sistema real promovem desvios em relação ao ciclo ideal, sendo o atrito e as transferências de calor as principais fontes de irreversibilidades. A fig 6 apresenta o diagrama T-s e o esquema de um ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.

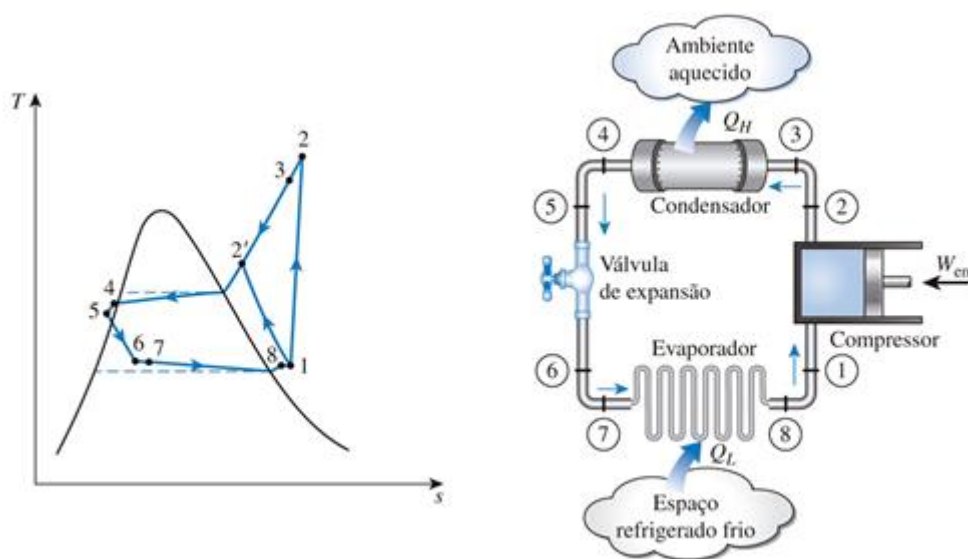


Figura 6 - Diagrama T-s e esquema do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.
(Adaptado de ÇENGEL e BOLES, 2013)

Dentre os desvios do ciclo real em relação ao ciclo ideal observam-se as quedas de pressão ao longo das tubulações e trocadores de calor e as trocas de calor com o meio nas tubulações que ligam os componentes do sistema. O fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor superaquecido, com o objetivo de evitar a sucção de líquido pelo compressor. O processo de compressão envolve irreversibilidades devido ao atrito e dependendo dos fluxos de calor associados ao compressor podem ocorrer conforme processo (1-2) ou processo (1-2'), onde o processo (1-2') que envolve resfriamento do compressor é preferencial, até mesmo em relação ao processo isoentropico, pois promove a redução do volume específico do fluido de trabalho e consequentemente reduz o consumo de energia do processo de compressão. O fluido refrigerante sai do condensador no estado de líquido subresfriado, segundo Nag (2006) o subresfriamento promove uma redução do título do refrigerante na entrada do evaporador, o que contribui para o efeito frigorífico.

2.2.2 Desempenho Térmico de Sistemas Frigoríficos

A medida de desempenho térmico dos sistemas frigoríficos é o Coeficiente de Performance (COP). Balmer (2010) define COP como a razão entre a saída energética desejada e a entrada energética consumida. Ressalta-se que os objetivos de refrigeradores e bombas de calor são distintos, portanto, ainda que operando entre os mesmos reservatórios

térmicos um sistema frigorífico apresenta COPs distintos quando operando como um refrigerador ou como bomba de calor. As eqs. 2.46 e 2.47 apresentam respectivamente o COP para refrigeradores e para bombas de calor, onde no primeiro caso o COP é definido pelo calor retirado do reservatório de baixa temperatura (Q_L) dividido pelo trabalho líquido consumido pelo sistema (W_{liq}) e no caso da bomba de calor é definido pelo calor adicionado ao reservatório de alta temperatura (Q_H) dividido pelo trabalho líquido consumido.

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{liq}} \quad (2.46)$$

$$COP_B = \frac{Q_H}{W_{liq}} \quad (2.47)$$

O COP do ciclo de Carnot Reverso apresenta o limite teórico de desempenho térmico de um sistema frigorífico. As Eqs. 2.46 e 2.47 apresentam respectivamente os coeficientes de um refrigerador de Carnot e de uma Bomba de Calor de Carnot. Estas equações são definidas com base na hipótese que $(S_2 - S_1) = (S_3 - S_4)$ a partir da análise do diagrama T-s do ciclo de Carnot apresentado na fig. 3.

$$COP_{R_{carnot}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{T_L(S_2 - S_1)}{(T_H - T_L)(S_3 - S_4)} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2.48)$$

$$COP_{B_{carnot}} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{T_H(S_3 - S_4)}{(T_H - T_L)(S_3 - S_4)} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.49)$$

As Eqs 2.48 e 2.49 mostram que os coeficientes de performance do refrigerador de Carnot e da bomba de calor de Carnot são funções das temperaturas dos reservatórios de alta e baixa.

2.3 PSICROMETRIA

Segundo Eastop e McConkey (2009) muitos processos industriais necessitam de uma atmosfera controlada, logo as propriedades do ar atmosférico devem ser conhecidas e consideradas no desenvolvimento destes processos. Wang (2000) define por Psicrometria o estudo das propriedades do ar atmosférico (ar úmido), sendo este estudo utilizado amplamente para a análise de diversos processos de condicionamento de ar.

Moran *et al.* (2011) definem ar úmido como uma mistura de ar seco com vapor de água, em que o ar seco é tratado como se fosse um componente puro, enquanto o ar seco é definido como um ar sem a presença de vapor de água. Segundo Çengel e Boles (2006) para aplicações entre -10°C e 50°C é bastante conveniente tratar tanto o ar seco, quanto o vapor

de água presente no ar úmido como gases ideais, o que implica no tratamento do ar úmido como uma mistura de gases ideais.

Borgnakke e Sonntag (2009) apresentam o modelo de Dalton para a análise de misturas de gases ideais, onde são definidos os parâmetros: pressão parcial do componente i (P_i), a fração molar de um componente i (y_i) e pressão da mistura (P), conforme Eqs. 2.50, 2.51 e 2.52, respectivamente.

$$P_i = y_i P \quad (2.50)$$

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (2.51)$$

$$P = \sum P_i \quad (2.52)$$

Sonntag *et al.* (2003) define o ponto de orvalho de uma mistura de gás e vapor como a temperatura na qual o vapor condensa ou solidifica quando é resfriado à pressão constante. Balmer (2010) define dois parâmetros importantes para a avaliação da umidade do ar: umidade relativa (ϕ) e umidade absoluta (ω), conforme as Eqs. 2.53 e 2.54.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.53)$$

$$\omega = 0,622 \left(\frac{P_g}{P_a} \right) \quad (2.54)$$

Onde P_v representa a pressão parcial do vapor de água e P_g representa a pressão de saturação da água para a temperatura da mistura. Moran *et al.* (2011) afirma que quando a pressão parcial do vapor de água se iguala a pressão de saturação, o ar úmido é definido como saturado.

Eastop e McConkey (2009) apresenta a lei de Gibbs-Dalton, que estabelece um modelo para determinar propriedades de misturas. Segundo a lei de Gibbs-Dalton a energia interna, entalpia e entropia de misturas gasosas são respectivamente iguais às somas das energias internas, entalpias e entropias de seus constituintes, definidas para cada constituinte na temperatura da mistura e na condição de ocupar sozinho todo o volume que a mistura ocupa. As Eqs. 2.55, 2.56, 2.57 representam o cálculo das propriedades energia interna (U), entalpia (H) e entropia (S) para misturas.

$$U = mu = \sum m_i u_i \quad (2.55)$$

$$H = mh = \sum m_i h_i \quad (2.56)$$

$$S = ms = \sum m_i s_i \quad (2.57)$$

Çengel e Boles (2006) afirmam que a entalpia do vapor de água contido no ar pode ser definida como a entalpia do vapor saturado para a temperatura da mistura. Nag (2006)

define o calor específico a volume constante (c_v) e calor específico a pressão constante (c_p) para misturas conforme Eqs. 2.58 e 2.59 respectivamente.

$$c_v = \frac{\sum c_{vi} m_i}{\sum m_i} \quad (2.58)$$

$$c_p = \frac{\sum c_{pi} m_i}{\sum m_i} \quad (2.59)$$

Balmer (2010) afirma que o ar úmido pode ser facilmente resfriado e desumidificado por meio de resfriamento até seu ponto de orvalho, seguido de condensação, com posterior aquecimento sensível da mistura ar-vapor remanescente até a temperatura desejada, conforme Fig. 7.

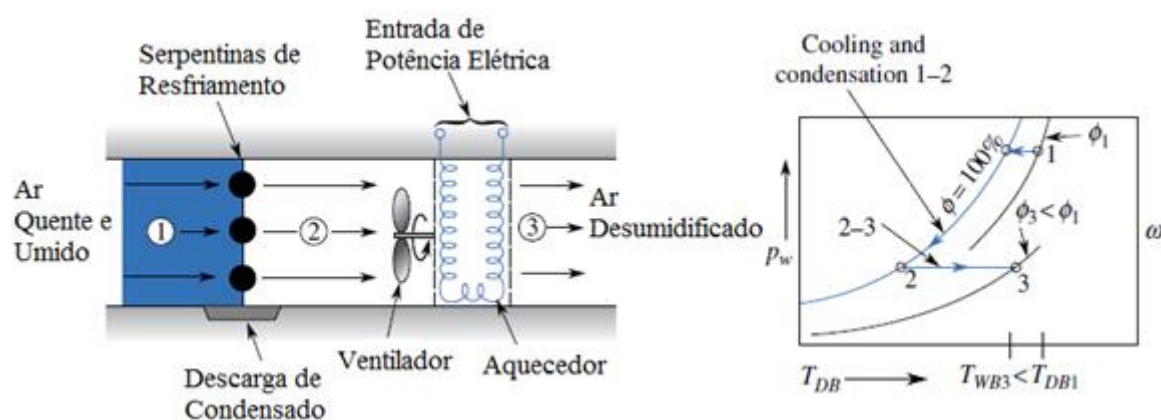


Figura 7 – Esquema do processo de resfriamento com desumidificação, seguido de aquecimento sensível. (Adaptado de BALMER, 2010)

Moran *et al.* (2011) apresenta o balanço de massa para o processo de resfriamento com desumidificação (Eqs. 2.60 à 2.62).

$$\dot{m}_{a,ent} = \dot{m}_{a,sai} = \dot{m}_a \quad (2.60)$$

$$\dot{m}_{v,ent} = \dot{m}_{v,sai} + \dot{m}_{c,sai} \quad (2.61)$$

Onde os subscritos a , v e c indicam respectivamente ar seco, vapor de água e condensado. A massa do condensado pode ser definida conforme Eq. 2.62.

$$\dot{m}_{c,sai} = \dot{m}_a(\omega_{ent} - \omega_{sai}) \quad (2.62)$$

Para o caso do aquecimento sensível o balanço de massa é modelado conforme Eqs. 2.63 e 2.64.

$$\dot{m}_{a,ent} = \dot{m}_{a,sai} \quad (2.63)$$

$$\dot{m}_{v,ent} = \dot{m}_{v,sai} \quad (2.64)$$

2.4 TERMOECONOMIA

A exergia é a única medida que quantifica, segundo uma base termodinâmica correta, as ineficiências dos dispositivos que compõem uma instalação, e consideram o rendimento exerético como o parâmetro idôneo para comparar de maneira racional o comportamento de dispositivos ou plantas completas distintas, ainda que tenham objetivos diferentes (LOZANO *et al.*, 1989).

A determinação apenas das irreversibilidades e eficiências exeréticas de uma planta e seus dispositivos é insuficiente para o desenvolvimento de melhorias do sistema, sendo necessária a consideração de três fatores adicionais (LOZANO; VALERO, 1989): (i) nem toda irreversibilidade pode ser evitada, (ii) a recuperações de exergia locais (local savings exergy) que podem ser alcançadas em dispositivos ou processos diferentes de uma instalação não são equivalentes, (iii) oportunidades de recuperação de exergia só podem ser especificadas através de estudo detalhado dos mecanismos fundamentais de geração de entropia.

Lozano *et al.* (1989) afirmam que o projeto, otimização e auditoria de um sistema energético, bem como a alocação de custos de produção segundo uma avaliação exerética na definição dos preços dos produtos finais resulta de uma interrelação entre a Termodinâmica e a Economia. Para Lozano, Valero e Serra (1993) a ideia de que todo custo físico é devido a alguma degradação conecta a Economia à Termodinâmica. Segundo Kreith (1999) a combinação dos conceitos de exergia com princípios de engenharia econômica resulta na Termoeconomia ou Exergoeconomia.

As teorias termoeconômicas introduzem as informações relativas à estrutura produtiva do sistema com base na interpretação da função que desempenham os equipamentos, ou subsistemas, definindo seu propósito na instalação (SERRA, 1994).

Serra (1994) define estrutura física e estrutura produtiva, de forma que a estrutura física está relacionada às conexões dos equipamentos entre si e com o ambiente através de fluxos de matéria e energia, enquanto a estrutura produtiva está relacionada principalmente à finalidade produtiva de cada um dos equipamentos e da instalação como um todo, sendo a base para o modelo termoeconômico, dependendo do critério do analista na definição dos objetivos de cada dispositivo e conseqüentemente na definição de seus rendimentos.

A descrição de um sistema térmico do ponto de vista Termoeconômico é realizada a partir da definição de um conjunto de equações que relacionam as variáveis

termodinâmicas e físicas dos fluxos e equipamentos da planta com o modelo econômico constituído pelo conjunto de equações que permitem calcular os custos do sistema (SERRA, 1994).

2.4.1 Teoria do Custo exergético (TCE)

Lozano, Valero e Guallar (1989) definem a TCE como uma teoria de contabilidade termoeconômica que conecta a termodinâmica com a economia, com o propósito de determinar, a partir de critérios físicos, os custos de todos os fluxos de uma instalação.

Serra (1994) apresenta as premissas da análise baseada na Teoria do Custo Exergético:

- (i) a estrutura do sistema é representada por uma matriz de incidência $A(n \times m)$, onde n representa o número de subsistemas da planta, m o número de fluxos, e cada um dos elementos da matriz apresenta valor de -1 , 1 ou 0 de acordo com a relação entre o fluxo e o subsistema, onde -1 representa que o fluxo sai do subsistema, 1 representa que o fluxo entra no subsistema e 0 representa que o fluxo não tem relação com o subsistema.
- (ii) Todos os fluxos do sistema são determinados por meio de uma magnitude extensiva denominada exergia, que pode ser definida pelo produto de sua quantidade e sua qualidade.
- (iii) Cada subsistema possui tantas equações características quanto seu número de entradas, onde a equação característica relaciona a magnitude de um fluxo que entra no subsistema com as magnitudes dos fluxos que saem e um conjunto de parâmetros que descrevem e dependem somente do comportamento do sistema.
- (iv) As equações características são funções homogêneas de grau um com relação às magnitudes de saída, tendo em vista que as equações utilizadas na TCE para expressar as entradas em função das saídas são lineares.

Segundo Lourenço (2016) a metodologia da TCE se baseia nos conceitos de: produto (produção exergética de um processo), insumo (quantidade de exergia consumida de um processo), eficiência (razão entre o produto de um processo e seu respectivo insumo) e custo exergético unitário (quantidade de insumos exergéticos externos de um sistema ou

subsistema necessário para se obter uma unidade exergética de um determinado recurso interno ou produto).

A determinação dos custos exergéticos unitários se baseia em cinco proposições, conforme Lozano *et al.* (1989):

1. O custo exergético é uma grandeza conservativa, onde para cada componente da estrutura produtiva o somatório dos custos exergéticos dos fluxos que entram deve ser igual ao somatório dos custos exergéticos que saem, conforme Eq. 2.65;

$$a. \sum_{ent} K_i \cdot \dot{B}_i = \sum_{sai} K_i \cdot \dot{B}_i \quad (2.65)$$

Onde K_i e \dot{B}_i representam respectivamente o custo unitário do fluxo exergético “i” e o fluxo exergético “i”.

2. Na ausência de informações, o custo exergético unitário dos fluxos externos que entram na planta são iguais a um;
3. Na ausência de informações, o custo exergético das perdas é igual a zero;
4. Se um fluxo de exergia que deixa um subsistema compõe recurso deste próprio subsistema, então seu custo exergético unitário é igual ao do respectivo fluxo que entra no subsistema;
5. Se um subsistema apresenta produto formado por mais de um fluxo, todos eles apresentam o mesmo custo exergético unitário.

Quando considerações econômicas são levadas em conta dois fatores devem ser introduzidos na análise: o custo dos insumos (combustíveis, matérias primas, etc) e os custos de aquisição, depreciação e manutenção dos componentes da instalação, e se define uma nova variável (LOURENÇO, 2016): custo exergoeconômico (C), que pode ser interpretado como uma sobreposição do custo exergético e dos custos monetários externos.

Erbay e Hepbasli (2014a) apresentam a equação de balanço de custos monetários para um componente da estrutura produtiva conforme Eq. 2.66.

$$\sum_{ent} \dot{C}_k + \dot{Z}_T = \sum_{sai} \dot{C}_k + \dot{C}_{pot} + \dot{C}_{calor} \quad (2.66)$$

Onde \dot{C}_k representa o custo monetário do fluxo k, definido conforme Eq. 2.67, \dot{C}_{pot} representa o custo monetário associado da potência e \dot{C}_{calor} representa o custo monetário associado ao calor. O termo \dot{Z}_T representa o custo monetário total do componente definido por Cavalcanti (2016) conforme Eq. 2.68.

$$\dot{C}_k = c_k \cdot \dot{B}_k \quad (2.67)$$

$$\dot{Z}_T = Z_{CI} \cdot CRF \cdot \varphi \quad (2.68)$$

Onde c_k representa o custo monetário unitário do fluxo k , Z_{CI} representa o custo de aquisição do equipamento, CRF o fator de recuperação de capital e φ representa um fator de custo de operação e manutenção. Horlock (1987) define CRF conforme Eq. 2.69.

$$CRF = i \left[\frac{(i+1)^{n_a}}{(i+1)^{n_a} - 1} \right] \cdot \frac{1}{3600 \cdot n_a \cdot n_h} \quad (2.69)$$

Onde i representa a taxa anual de juros, n_a representa a vida útil do equipamento em anos, n_h representa o número de horas de operação anual.

2.4.2 Modelo UFS

Lazzareto e Tsatsaronis (2006) definem componentes dissipativos como aqueles nos quais a exergia é consumida sem nenhum ganho termodinamicamente útil, como por exemplo válvulas de expansão e condensadores. Para estes componentes existe uma dificuldade de definir seus produtos e respectivos custos.

Segundo Santos et al. (2009) algumas metodologias termoeconômicas utilizam a exergia física desagregada em suas parcelas mecânica e térmica, o que permite detalhar o processo de formação de custo e refinar os resultados da análise termoeconômica. Apesar de uma melhoria nos resultados da análise termoeconômica, a desagregação da exergia total em exergia térmica, mecânica e química não permite, por si só, definir o produto de unidades dissipativas. Para tanto se faz necessário o uso da neguentropia, onde o custo do equipamento dissipativo é alocado para as unidades produtivas em função do aumento de entropia do fluido de trabalho, tornando assim a neguentropia o produto do condensador.

Entretanto Santos et al. (2009) discorrem sobre o problema do uso da neguentropia como um fluxo fictício, afirmando que esta análise determina um custo exergético unitário para o produto do condensador menor do que um, o que é uma inconsistência para a análise termoeconômica. Santos et al. (2009) ainda justificam a inconsistência pelo fato de que ao utilizar a neguentropia como um fluxo fictício os equipamentos que promovem o aumento da entropia são penalizados duas vezes, enquanto os equipamentos que promovem a redução da entropia são premiados duas vezes, pois a própria exergia já contém a neguentropia em sua constituição, portanto a neguentropia deve ser utilizada como uma das parcelas da exergia física. O modelo proposto por Santos et al. (2009) é definido como modelo H&S, onde a exergia total é desagregada em parcelas entálpica, química e entrópica.

Santos *et al.* (2009) apresentam o modelo H&S, que desagrega a exergia física em termos entálpico ($H_i - H_0$) e entrópico ($T_0S_i - T_0S_0$), como uma alternativa consistente para quantificar o produto do condensador em um ciclo Rankine. No modelo H&S os insumos e produtos de cada unidade produtiva, com relação aos termos entálpico e entrópico, são definidos pela quantidade adicionada ou retirada dessas grandezas no fluido de trabalho.

Segundo Lourenço (2012) o termo entálpico será produto em uma unidade produtiva se esta grandeza for adicionada ao fluido de trabalho e será insumo se for retirado do fluido de trabalho que atravessa a unidade produtiva. O termo entrópico tem contribuição negativa na definição da exergia, de forma que será considerado produto na unidade produtiva se promover a redução da entropia do fluido de trabalho e insumo se promover o aumento da entropia do fluido de trabalho.

Segundo Lourenço, Santos e Donatelli (2012), a desagregação da exergia física apenas em termos entálpico e entrópico não permitem a definição do produto de válvulas em sistemas de refrigeração. Lourenço (2012) apresenta o modelo UFS (U: Energia Interna; F: Trabalho de Fluxo; S: Entropia), que desagrega a exergia física em energia interna ($U - U_0$), trabalho de fluxo ($Pv - P_0v_0$) e sintropia ($T_0S - T_0S_0$), e permite a análise dos insumos e produtos das válvulas na estrutura produtiva. As Eqs. de 2.70 à 2.72 apresentam as componentes da exergia física para um dado fluxo i .

$$\dot{B}_{U,i} = \dot{m}(u_i - u_0) \quad (2.70)$$

$$\dot{B}_{F,i} = \dot{m}(Pv_i - P_0v_0) \quad (2.71)$$

$$\dot{B}_{S,i} = \dot{m}T_0(s_i - s_0) \quad (2.72)$$

Onde $\dot{B}_{U,i}$ representa a componente do fluxo de exergia física associada a energia interna, $\dot{B}_{F,i}$ representa a componente do fluxo de exergia física associada ao trabalho de fluxo e $\dot{B}_{S,i}$ representa a componente do fluxo de exergia física associada a entropia, de forma que o fluxo de exergia total associado a um dado fluxo i é definido pela soma das componentes físicas com o fluxo de exergia química ($\dot{B}_{Q,i}$) conforme Eq. 2.73.

$$\dot{B}_i = \dot{B}_{U,i} + \dot{B}_{F,i} - \dot{B}_{S,i} + \dot{B}_{Q,i} \quad (2.73)$$

A definição dos insumos e produtos no modelo UFS é similar à definição do modelo H&S, de forma que as parcelas de energia interna e trabalho de fluxo, assim como exergia química serão produtos se tais grandezas forem adicionadas ao fluido de trabalho na unidade produtiva e serão insumos se forem retiradas do fluido de trabalho. Com relação ao termo associado a entropia a mesma regra do modelo H&S é válida no modelo UFS.

2.5 AVALIAÇÃO DE CICLO DE VIDA

Avaliação de Ciclo de Vida (ACV) é uma metodologia de análise do peso ambiental de produtos em todos os estágios de seu ciclo de vida, desde a extração dos recursos naturais, passando por sua produção, bem como de seus componentes e materiais, até o seu uso e gerenciamento pós-uso (descarte, reuso e/ou reciclagem) (GUINEE, 2001; GUINEE, 2002).

O processo de ACV está normatizado internacionalmente pela International Organization for Standardization (ISO), nas normas ISO 14040 (2006) e 14044 (2006). No Brasil as normas foram traduzidas em 2009 pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) e figuram como ABNT NBR ISO 14040 e ABNT NBR ISO 14044 com uma recente atualização em 2014 (ABNT, 2014a; ABNT, 2014b).

A avaliação de ciclo de vida consiste em quatro fases bem definidas (GUINEE, 2001; GUINEE, 2002; CURRAN, 2012; ABNT, 2014a; ABNT, 2014b), explicadas sucintamente a continuação:

1. Definição do Objetivo e Escopo;
2. Análise de Inventário de Ciclo de Vida;
3. Avaliação de Impacto de Ciclo de Vida;
4. Interpretação de Impacto.

Uma explicação completa e detalhada sobre ACV pode ser consultada em Guinee (2001) e Guinee (2002).

2.5.1 Definição do Objetivo e Escopo

Na fase de definição do objetivo e escopo de uma ACV padronizada por ISO, a proposta da análise é estabelecida e são definidos os detalH&S do sistema que será estudado (CURRAN, 2016). O objetivo e o escopo são definidos no início do estudo, antes da coleta de dados, e podem ser modificados ao longo do trabalho.

Para Klopffer (2014) o grande papel da fase de definição do objetivo e escopo está na definição de padrões que serão rigorosos em alguns itens e flexíveis e outros, na determinação das regras que serão aplicadas a um caso específico, além da inclusão bem fundada de uma lista de categorias de impacto.

Guineé (2002) afirma que o objetivo é definido em termos de questões exatas, publico alvo ou aplicações pretendidas, enquanto o escopo é definido em termos de abrangência temporal, geográfica, tecnológica e nível de sofisticação do estudo em relação

ao objetivo. Os produtos que são objeto de estudo são descritos em termo de funções, unidades funcionais e fluxos de referência.

A unidade funcional define a quantificação das características de performance do produto, fornecendo uma referência que será relacionada as entradas e saídas de forma a garantir a comparabilidade dos resultados da ACV.

Com relação ao escopo, Curran (2012) considera a definição dos estágios do ciclo de vida um passo crítico, onde são definidas as fronteiras geográficas e temporais de cada estágio e os fluxos e categorias de impacto associadas a cada estágio.

2.5.2 Análise de Inventário de Ciclo de Vida (ICV)

Segundo a ISO 14040 (2014a) a análise de inventário é a fase da ACV que envolve a compilação e quantificação das entradas e saídas para um produto ao longo de toda a sua vida. A análise de inventário é baseada em (GRAHL *et al.*, 2014):

1. Conservação da massa;
2. Conservação da energia;
3. Aumento da entropia;
4. Estequiometria;
5. Teoria da relatividade.

Estes princípios podem ser utilizados como estimativas para que quantidade máxima de produto pode ser feita, qual o mínimo de energia necessária à sua produção. Grahl (2014) complementa que na prática, na ausência de dados obtidos por medição, estimativas dos fluxos de massa e energia podem ser feitas, com bases em livros técnicos, manuais ou dados técnicos obtidos na internet.

O primeiro passo da análise de inventário é a coleta dos dados de entradas e saídas, em seguida são realizados cálculos de validação dos dados, correlação dos dados aos processos elementares e correlação dos dados aos fluxos de referência e unidades funcionais (ABNT, 2014a). Para a maioria dos sistemas, que envolvem múltiplos produtos e/ou reciclagem, se faz necessário um processo de alocação de fluxos e liberações. A questão da alocação em sistemas multiproduto é uma questão controversa e que permanece aberta, gerando ainda bastante debate: mais detalH&S podem ser consultados em Carvalho *et al.*, (2011), Serra, Carvalho e Lozano (2014), e Silva *et al.* (2017).

2.5.3 Análise de Impacto do Ciclo de Vida (AICV)

Para Hauschild e Huijbregts (2015) a análise de impacto tem a proposta de converter os fluxos da análise de inventário em suas potenciais contribuições para os impactos ambientais que são considerados na ACV, sendo dividida em cinco passos:

1. Seleção das categorias de impacto, categoria de indicadores e modelos de caracterização;
2. Atribuição dos resultados da análise de impacto às categorias de impacto selecionadas;
3. Cálculo dos indicadores de impacto das categorias;
4. Cálculo da intensidade dos indicadores de categorias relativos aos dados de referência;
5. Conversão dos indicadores de diferentes categorias de impacto pelo uso de fatores numéricos baseados em escolhas de valores.

Existem varios métodos de AICV que utilizam critérios de avaliação ambiental distintos para avaliar diferentes aspectos ambientais (CARVALHO, 2011), entretanto basicamente estes métodos podem ser divididos em *midpoint* ou *endpoint*. Bare (2000) afirma que a principal diferença entre o método *midpoint* e *endpoint* é o modo em que a relevância ambiental das categorias de impacto são levadas em conta.

Segundo Dong e NG (2014) no uso do método *midpoint* as intervenções ambientais são representadas como uma serie de indicadores para mudanças climáticas (CO₂), destruição da camada de ozonio (CFC), eutrofização (NO_x), acidificação (SO₂), etc, em contraste com o método *midpoint*, o método *endpoint* converte os indicadores das categorias de impacto em três ou quatro categorias de dano, por exemplo: saúde humana, ecossistema e recursos naturais, o que facilita a interpretação de resultados e a tomada de decisões finais.

Dong e NG (2014) afirmam que o modelo *midpoint* possibilita a análise de uma série de categorias de impacto, no entanto há uma dificuldade na interpretação de seus resultados. O modelo *endpoint* inclui a avaliação de danos, apresenta um alto grau de interpretação porem introduz mais incertezas nos resultados.

A ISO 14044 (2014b) apresenta como elementos obrigatórios da AICV a seleção das categorias de impacto, indicadores de categorias e modelos de caracterização, correlação dos resultados da ICV às categorias de impacto selecionadas e o calculo dos resultados dos indicadores de categoria. A ISO 14044 (2014b) também apresenta e define elementos

opcionais da AICV como: normalização, agrupamento, ponderação e a análise da qualidade dos dados.

2.5.3 Interpretação

Guineé (2002) define a Interpretação como a fase da ACV em que os resultados das análises e todas as escolhas e considerações feitas ao longo da ACV são avaliadas em termos de coerência e robustez. Nesta fase os resultados gerais da análise são apresentados. Os principais elementos da fase de Interpretação são a avaliação dos resultados, a análise dos resultados e a formulação da conclusão e recomendações do estudo (GUINEE, 2002).

2.5.4 Avaliação de Ciclo de Vida e Termoeconomia

A Termoeconomia e a ACV se complementam, já que enquanto a ACV avalia o consumo de recursos naturais e geração de impactos ambientais, a análise Termoeconômica permite alocar e distribuir o peso dos impactos ambientais nas unidades produtivas do sistema (CARVALHO, 2011; CARVALHO *et al.*, 2011).

Segundo Silva (2013) o sistema de equações utilizado para a alocação de emissões atmosféricas (por exemplo CO₂) é análogo ao sistema de equações utilizado para a determinação dos custos exergéticos, de forma que a grandeza custo exergético unitário (k_i) deve ser substituído pelo custo unitário de emissão (y_k), de forma que a equação auxiliar para cada componente é definida conforme Eq. 2.74.

$$\sum_{ent} \dot{Y}_k + \dot{G} = \sum_{sai} \dot{Y}_k \quad (2.74)$$

Onde \dot{Y}_k representa o custo de emissão do fluxo k, definido conforme Eq. 2.75.

$$\dot{Y}_k = y_k \cdot \dot{B}_k \quad (2.75)$$

$$\dot{G} = \sum_{ins} y_j \cdot \dot{I}_j \quad (2.76)$$

Onde \dot{I}_j representa o conteúdo exergético de um insumo externo j consumido pelo componente k e y_j o custo unitário de emissão do insumo externo j.

2.6 REVISÃO DE LITERATURA/ESTADO DA ARTE

2.6.1 Análise Termoeconômica de Refrigeradores/Bombas de Calor

Wall (1986) realizou otimização termoeconômica de uma bomba de calor com objetivo de otimizar as eficiências do compressor, condensador, evaporador e motor elétrico. Accadia e Rossi (1998) realizaram otimização termoeconômica, baseada na Teoria do Custo Exergético, de uma planta de refrigeração com objetivo de minimizar o custo de amortização e o custo de operação total, obtendo uma redução de 1,8% do custo total de operação e amortização da planta. Accadia e Rossi (1998) complementam que a otimização termoeconômica com base na Teoria do Custo Exergético é um procedimento simples e sem grande perda de precisão em relação a métodos de otimização mais sofisticados, onde o custo econômico otimizado do produto obtido foi apenas 0,1% maior do que o custo ótimo real.

Ferrer, Lozano e Tozer (2002) apresentam uma metodologia termoeconômica para análise de uma unidade de condicionamento de ar por absorção acoplado a um sistema de cogeração. A análise permitiu minimizar os custos alocados em manutenção e reinvestimento na planta assim como no consumo de energia, além de possibilitar a otimização das condições de operação da planta para situação atual e situações futuras.

Hepbasli *et al.* (2010) realizaram análise exergoeconômica da secagem de ameixa em secador por bomba de calor, utilizando do método EXCEM. O estudo realizado mostrou que o motor-compressor apresenta um grande potencial de melhorias e que a bomba de calor operando como secador apresenta alta eficiência exergética.

Gungor, Erbay e Hepbasli (2011) realizaram análise exergoeconômica de um secador por bomba de calor acoplado a um motor a gás, pelo método EXCEM. Foram avaliados os potenciais de melhoria de cada componente do sistema, a eficiência da secagem de três tipos de produtos sob o ponto de vista exergoeconômico. Foi avaliado o efeito da variação da temperatura do estado morto sobre os parâmetros de performance exergoeconômica, e concluiu que maiores temperaturas de estado morto levam a maiores eficiências exergéticas do processo de secagem.

Gungor, Erbay e Hepbasli (2012) utilizaram o método SPECO para realizar análise termoeconômica de um secador por bomba de calor acoplado a um motor a gás. Verificaram ainda a influência do estado morto nas eficiências exergéticas e custos exergéticos dos componentes do sistema e concluiu que o condensador e a câmara de secagem apresentam

redução de eficiência exergética e aumento do custo exergético de seus produtos com o aumento da temperatura do estado morto.

Lourenço, Santos e Donatelli (2012) aplicam o modelo termoeconomico UFS em um ciclo de refrigeração de Carnot e no ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal a fim de demonstrar a consistência do modelo UFS, apresentando uma única limitação que é o caso de o fluido de trabalho ser modelado como um gás ideal ao longo de um processo isentálpico, em um volume de controle com apenas uma entrada e uma saída.

Erbay e Hepbasli (2014a) realizaram uma avaliação exergoeconômica avançada de uma bomba de calor aplicada a secagem de alimentos, onde a taxa de destruição de exergia foi desagregada em uma parte inevitável e uma parte evitável. Observou-se que a redução da temperatura do ar de entrada na cabine de secagem melhorou a performance do secador e determinou-se a unidade de recuperação de calor e o condensador como os dispositivos como maior potencial de redução de custo.

Ganjehsarabi, Dinçer e Gungor (2014) realizaram análise exergoeconomica de um secador por bomba de calor utilizando os dados atuais de custo e propriedades termodinâmicas do sistema e verificaram que a variação do fluxo de massa de ar exerce grande influência sobre a taxa de destruição de exergia e os custos de capital.

Gungor, Erbay e Hepbasli (2015) realizaram análise exergoeconomica avançada de um secador por bomba de calor acoplado a um motor a gás aplicado a processos de secagem. Foi concluído que os componentes que apresentam maiores custos evitáveis (soma da taxa de custo de investimento evitável com a taxa de custo de destruição de exergia) são os dutos, condensador, válvula de expansão e compressor. Verificou-se que mais de 90% da taxa de custo de destruição de exergia do condensador é evitável, enquanto que a cabine de secagem apresenta o menor potencial de melhoria. Determinou-se ainda que 74% da taxa de custo de destruição de exergia do sistema todo é evitável.

2.6.2 Avaliação ambiental e a Termoeconomia/Exergia

Cornelissen e Hirs (2002) aplicaram uma Análise de Ciclo de Vida Exergética (ACVE) no uso da madeira como combustível e no uso da madeira para fabricação de compensado. O objetivo foi apresentar a ACVE como uma metodologia capaz de quantificar o esgotamento de recursos naturais e fomentar o uso eficiente destes recursos. A metodologia mostra em quais componentes as perdas de recursos naturais são maiores.

Carvalho, Wohlgemuth e Lozano (2010) fazendo uso do software Umberto, e da Termoeconomia, realizou alocação de custos ambientais associados ao consumo de eletricidade, calor e resfriamento para um sistema simples de trigeração.

Peiró (2010) utilizou a ACV e ACVE para avaliar a produção de biodiesel a partir de óleo de cozinha. Identificou o estágio da produção que promove o maior impacto ambiental e as maiores entradas exergéticas de recursos naturais. Verificou ainda que se o Plano de Energias Renováveis da Espanha alcançasse seus objetivos em 2010 a entrada de exergia poderia ser reduzida em 8% e como consequência os impactos ambientais e a redução de entrada de exergia poderia alcançar até 36% em 2010.

Lozano *et al.* (2014) apresenta uma metodologia que aplica a termoeconomia na avaliação de custos ambientais em sistemas de trigeração. Silva, Flórez-Orrego e Oliveira (2014) realizou análise exergoeconômica de uma refinaria de petróleo, identificando os processos que promovem maior destruição de exergia. Utilizou as equações que descrevem o custo exergético de produção dos combustíveis para definir e alocar os custos ambientais. Silva, Flórez-Orrego e Oliveira (2014) utilizou exergoeconomia para avaliar o custo exergético unitário e o custo de CO₂ dos combustíveis derivados de petróleo no Brasil.

Santos (2015) realizou uma modelagem termoeconômica para alocação de CO₂ em quatro diferentes turbinas a gás e a vapor de sistemas de cogeração a fim de determinar as emissões específicas de CO₂ (g/kWh) para cada produto. Afirma ainda que os modelos termoeconomicos são facilmente adaptáveis para alocação de emissão de CO₂ e qualquer outro poluente aos produtos finais de um sistema de cogeração ou planta com múltiplos produtos.

Florez-Orrego e Junior (2016) realizaram uma avaliação exergética e ambiental de uma planta de produção de amônia. Uma metodologia exergoeconomia foi empregada para alocar os custos de exergia renovável e os custos de exergia não renovável, assim como das emissões de CO₂.

Existe limitada bibliografia científica sobre a combinação de ACV e termoeconomia, mas recentemente Silva *et al.* (2017) realizaram comparação de cinco técnicas de alocação aplicadas na ACV com três técnicas termoeconômicas de alocação para os poluentes e recursos. As metodologias tradicionais de alocação aplicadas à ACV apresentaram uma ampla variação entre seus resultados, enquanto as técnicas de alocação termoeconômicas apresentaram menor variação e obteve uma aproximação mais racional para sistemas complexos e com múltiplos produtos.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

Este capítulo descreve o protótipo utilizado no estudo, seus componentes e a instrumentação do sistema. Os processos pelos quais o ar passa durante seu aquecimento e desumidificação são descritos. É apresentado o modelo termodinâmico empregado para a análise do sistema e o modelo termoeconomico com base na metodologia UFS. O modelo termoeconomico é adaptado para a realização da alocação de emissões de CO₂-eq. Toda a análise foi realizada no software EES, cujo programa se encontra no Apêndice A.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

O protótipo de secador por bomba de calor utilizado no estudo foi desenvolvido no Laboratório de Energia Solar do Centro de Energias Alternativas e Renováveis da Universidade Federal da Paraíba, em João Pessoa, onde também foi realizado o experimento. Estudos recentes foram realizados por Maia (2014), Leite (2015) e Grilo (2017) a partir da configuração experimental de Luiz (2012), implementando alterações e adaptações.

O equipamento é constituído por compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão termoestática e um ventilador centrifugo. A fig. 8 apresenta o protótipo analisado por este trabalho.



Figura 8 - Estrutura do protótipo de secador por bomba de calor.

Esta seção apresenta as informações disponíveis sobre os componentes que foram utilizados na montagem do protótipo. O compressor é do tipo hermético, modelo K1-C176GEBC-A, aplicável ao fluido refrigerante R-22 com faixa de temperatura do evaporador de -10°C a 15°C . O motor do compressor é acionado via capacitor de partida modelo EOS CBB65. A tabela 1 apresenta dados sobre o compressor e o capacitor de partida.

Tabela 1 - Dados do compressor e capacitor. (MAIA, 2014)

Compressor Teco K1-C176GEBC-A	
Tipo	Pistão rotativo
Fluido refrigerante	R-22
Escala de tensão (V)	208 a 230
Frequência (Hz)	60
Capacidade frigorífica (Btu/h)	12000
Potência elétrica (W)	1235 - 1252
Motor	<i>Permanent-Split Capacitor</i>
Carga de óleo	4GSD 380 cc
Capacitor de partida EOS CBB65	
Capacitância (μF)	25
Tensão de ruptura (V.AC)	380
Frequência (Hz)	50/60
Temperatura de operação ($^{\circ}\text{C}$)	25/70/21

Não foi possível obter dados técnicos sobre os trocadores de calor utilizados no protótipo. A válvula de expansão utilizada pelo sistema é termoestática com equalização de pressão externa, modelo TEX 2, marca Danfoss. O ventilador utilizado no protótipo é do tipo centrifugo, acionado por motor WEG HA32194 com potência de 0,25 HP. A rotação do motor é controlada por meio de inversor de frequência modelo WEG CFW 08. A tabela 2 apresenta dados sobre o motor e inversor de frequência utilizados no acionamento do ventilador.

Tabela 2 - Dados do conjunto ventilador, motor e inversor de frequência. (MAIA, 2014)

Inversor de frequência WEG CFW 08	
Frequência (Hz)	50 – 60
Tensão (A.C.)	200 - 240
Corrente (A)	1 - 5,7
Frequência modular (Hz)	0 – 300
Corrente de frequência modular (Hz)	3 - 2,6
Motor externo WEG HA32194	
Carcaça	3 ~ 6,3
Potência (HP)	0,25
Tensão (V)	220 - 380
Corrente de linha para 220 V (A)	1,34
Corrente de linha para 380 V (A)	0,776
Temperatura ambiente de trabalho (°C)	40
Fator de potência (cosφ)	0,78
Grau de blindagem	IP55
RPM máximo	3390

3.2 PROCESSOS DO AR

O processo de condicionamento de ar para secagem requer que inicialmente o ar seja desumidificado e posteriormente seja aquecido. O ar é sucionado pelo exaustor (ventilador) passa pelo evaporador, que se encontra em temperatura inferior à do ponto de orvalho do ar, promovendo a condensação de parte da umidade presente no ar e consequentemente reduzindo a umidade absoluta do ar. O processo de desumidificação ocorre simultaneamente a um processo de resfriamento sensível do ar, o que promove um aumento da umidade relativa.

Para que o ar tenha a capacidade de remoção de umidade da substância se faz necessária a redução de sua umidade relativa mediante um processo de aquecimento sensível

que é realizado no condensador. Após atravessar o condensador o ar passa pelo ventilador já em condições adequadas para a remoção de umidade da substância.

O último processo deveria ser a passagem do ar pela câmara de secagem realizando a retirada de umidade da substância a ser desumidificada. Devido a inviabilidade de montagem da câmara de secagem, este processo será modelado termodinamicamente a fim de fechar o ciclo do ar.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO DO SISTEMA

Com objetivo de coletar as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no evaporador e condensador do protótipo foi utilizada uma placa Arduino Mega 2560, e termistores do tipo NTC com 3 mm de diâmetro (MURATA, 2016). Foram utilizados manômetros analógicos para medir a pressão de alta e de baixa do ciclo frigorífico.

Com relação à coleta de dados de temperatura do ciclo frigorífico verificou-se inconsistência nos dados obtidos. A implantação do sistema de instrumentação com Arduino se mostrou ineficaz devido ao alto nível de ruído (vibrações, e cargas indutivas) transferidas à placa, que se mostrou bastante sensível às interferências externas. Portanto, em face da impossibilidade de uma solução de instrumentação adequada a curto prazo, optou-se por simular as temperaturas do ciclo frigorífico com base nas pressões de operação do sistema, considerando um grau de superaquecimento de 5°C e um grau de subresfriamento de 5°C.

As medições de temperatura e vazão de ar foram coletadas na entrada e saída do protótipo por meio de anemômetro de hélice marca ICEL AN 30-30 (ICEL, 2017). A umidade relativa do ar foi medida na entrada e saída do protótipo por termohigrômetro ICEL HT-210 (ICEL, 2016).

3.4 ANÁLISE TERMODINÂMICA

3.4.1 Considerações Gerais

Para a realização da análise termodinâmica todos os processos foram considerados operando em regime permanente. O ar seco e a umidade presente no ar foram tratados como gás ideal. Para as definições do estado morto foram consideradas a temperatura ambiente (303,15 K), a pressão de 101,315 kPa e a umidade relativa ambiente de 74%. Foram

consideradas desprezíveis as variações de energia cinética e potencial. A estrutura física do modelo termodinâmico é representada pela Fig. 9.

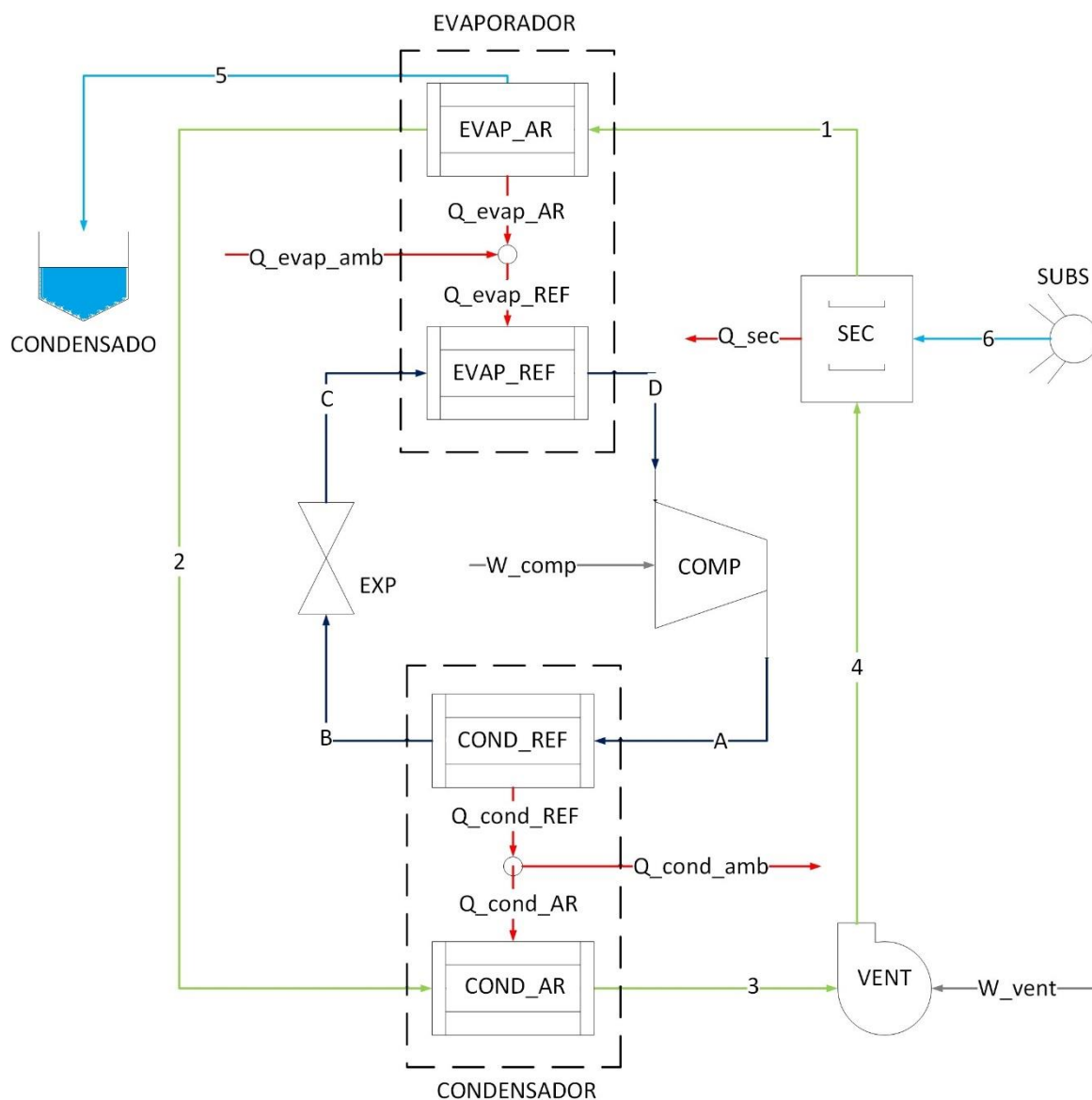


Figura 9 - Estrutura física do modelo termodinâmico proposto.

Onde os volumes de controle EVAPORADOR, COMP, CONDENSADOR, EXP, SEC, VENT representam respectivamente o evaporador, o compressor, o condensador, a válvula de expansão, o secador e o ventilador. Na estrutura física estão representados ainda a bandeja de condensado, para onde a umidade retirada do ar no evaporador é drenada e o componente SUBS representa a substância ou matéria que estaria sendo desidratada. Os números são utilizados para representar os fluxos de ar e água e as letras são utilizadas para representar os fluxos do refrigerante R-22. Observa-se ainda que a modelagem dos fluxos

de ar úmido foi realizada desagregando o ar úmido em ar seco e vapor de água considerando ambos como gás ideal (ar seco e H₂O como gases ideais). O condensado e a umidade absorvida pelo ar no secador foram considerados água.

3.4.2 Definição dos Estados Termodinâmicos e Avaliação das Propriedades

Para o ciclo realizado pelo fluido refrigerante R-22 (A-B-C-D-A) os estados termodinâmicos foram definidos nas medições de pressão de alta e baixa do ciclo de refrigeração. Admitiu-se a pressão constante tanto para o evaporador quanto para o condensador, conforme Eqs. 3.1 e 3.2.

$$P_A = P_B \quad (3.1)$$

$$P_C = P_D \quad (3.2)$$

Na saída do evaporador foi considerado um superaquecimento de 5 graus, de forma que a temperatura de saída do compressor foi definida conforme Eq. 3.3.

$$T_D = T_{sat@P_D} + 5 \quad (3.3)$$

Onde $T_{sat@P_D}$ representa a temperatura de saturação do R-22 na pressão de baixa. A definição do estado de saída do compressor foi realizada considerando uma eficiência isoentropica de 0,85 para este dispositivo. Com relação à temperatura de saída do condensador foi admitido um subresfriamento de 5 graus, de forma que a temperatura de saída do condensador foi definida conforme Eq. 3.4.

$$T_B = T_{sat@P_B} - 5 \quad (3.4)$$

Observa-se que para o estado de entrada do evaporador (C) o fluido refrigerante encontra-se na região bifásica, onde pressão e temperatura são propriedades dependentes. Para a determinação deste estado foi considerada que o processo de expansão ocorre isentalpicamente, conforme Eq. 3.5.

$$h_B = h_C \quad (3.5)$$

Com relação ao ciclo realizado pelo ar (1-2-3-4-1) foram realizadas medições de temperatura nos pontos 1 e 4. Devido a inviabilidade de realização de medições de pressão ou vazão de ar dentro da bomba de calor foi considerado que a pressão total é constante ao longo dos processos de 1 a 4 e definida como a pressão atmosférica. Ressalta-se que a potência elétrica consumida pelo ventilador é revertida em variação de entalpia do fluxo de ar. Com base na consideração de pressão constante, a variação da componente de trabalho de fluxo, que deveria ter maior relevância na análise, é penalizada, ocasionando um aumento

de temperatura do ar retratado na variação da parcela de energia interna. Foi realizada medição de umidade relativa dos pontos 1 e 4. Portanto, os estados termodinâmicos dos pontos 1 e 4 foram determinados.

$$P_0 = P_1 = P_2 = P_3 = P_4 \quad (3.6)$$

Admitiu-se que a umidade absoluta se manteve constante nos processos 2-3 e 3-4.

$$w_2 = w_3 = w_4 \quad (3.7)$$

Com relação ao estado 2, duas propriedades termodinâmicas estão determinadas (umidade absoluta e pressão total), o estado termodinâmico 2 fica determinado com base na consideração de que no estado 2 a umidade relativa é de 100%. O estado do condensado (5) foi definido considerando o condensado como água na pressão e temperatura da mistura no ponto 2 ($P_5 = P_2; T_5 = T_2$).

Com relação ao estado 3, estão definidas a pressão e a umidade absoluta, se faz necessária a definição de uma terceira propriedade. A aplicação de PLT ao volume de controle VENT, permite a definição da temperatura do estado 3, o que possibilita a determinação deste estado.

Com relação ao estado 6 (umidade retirada da matéria a ser desidratada), foi considerada água à temperatura e pressão de estado morto ($P_6 = P_0; T_6 = T_0$).

Para cada um dos fluxos de ar úmido (1, 2, 3, 4) as propriedades foram avaliadas para o ar seco e para a umidade presente no vapor. A pressão de vapor ($P_{v,i}$) e a pressão parcial do ar seco ($P_{a,i}$) para um fluxo i foram definidas conforme Eqs. 3.8 e 3.9.

$$P_{v,i} = \phi_i P_g(T_i) \quad (3.8)$$

$$P_{a,i} = P_i - P_{v,i} \quad (3.9)$$

Onde P_i representa a pressão total da mistura correspondente ao fluxo “ i ”. Foram calculadas as frações molares para o ar seco ($Y_{a,i}$) e para o vapor de água ($Y_{v,i}$), conforme Eqs. 3.10 e 3.11.

$$Y_{v,i} = \frac{P_{v,i}}{P_i} \quad (3.10)$$

$$Y_{a,i} = \frac{P_{a,i}}{P_i} \quad (3.11)$$

A exergia física dos fluxos (R-22, ar seco, vapor de água, condensado) foi definida considerando desprezível os efeitos de variações de exergia cinética e potencial e desagregada em três componentes: termo de trabalho de fluxo ($b_{f,i}$), termo de energia interna ($b_{u,i}$) e termo entrópico ($b_{s,i}$), de forma que a exergia física específica do fluxo i ($b_{fis,i}$) é definida conforme Eq. 3.12.

$$b_{fis,i} = b_{f,i} + b_{u,i} - b_{s,i} \quad (3.12)$$

Onde:

$$b_{f,i} = f_i - f_0 \quad (3.13)$$

$$b_{u,i} = u_i - u_0 \quad (3.14)$$

$$b_{s,i} = T_0(s_i - s_0) \quad (3.15)$$

As componentes de exergia para o ar seco e para a umidade foram definidas considerando a hipótese de gás ideal, conforme Eqs. 3.16 a 3.21.

$$b_{f,a,i} = R_a(T_i - T_0) \quad (3.16)$$

$$b_{f,v,i} = R_v(T_i - T_0) \quad (3.17)$$

$$b_{u,a,i} = c_{v,a}(T_i - T_0) \quad (3.18)$$

$$b_{u,v,i} = c_{v,v}(T_i - T_0) \quad (3.19)$$

$$b_{s,a,i} = T_0 \left(c_{p,a,i} \ln \frac{T_i}{T_0} - R_a \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (3.20)$$

$$b_{s,v,i} = T_0 \left(c_{p,v,i} \ln \frac{T_i}{T_0} - R_v \ln \frac{P_i}{P_0} \right) \quad (3.21)$$

Onde o subscrito “a” indica que a propriedade está relacionada ao ar seco, o subscrito “v” indica que a propriedade está relacionada à umidade presente no ar e o subscrito “w” indica que a propriedade está relacionada à água. Com relação aos fluxos de exergia de água condensada (5) e umidade retirada da substância (6) as componentes da exergia foram avaliadas conforme Eqs 3.22 à 3.25.

$$b_{f,w} = f_{w,i} - f_{w,0} \quad (3.22)$$

$$b_{u,w} = u_{w,i} - u_{w,0} \quad (3.23)$$

$$b_{s,w} = T_0(s_{w,i} - s_{w,0}) \quad (3.24)$$

$$b_{q,w} = h_{w,0} - h_{w,00} - T_0(s_{w,0} - s_{w,00}) \quad (3.25)$$

Onde as propriedades $f_{w,0}$, $u_{w,0}$, $s_{w,0}$, $h_{w,0}$ foram avaliadas para água nas condições de temperatura e pressão total do ambiente de referência (303,15 K e 101,315 kPa) e as propriedades $h_{w,00}$ e $s_{w,00}$ foram avaliadas para água na condição de temperatura e pressão de vapor do ambiente de referência (303,15 e 3,143 kPa).

A exergia total específica de um fluxo é definida como a soma da parcela de exergia física específica com a parcela de exergia química específica. Para os fluxos de refrigerante (A-B-C-D) a variação da exergia química é considerada nula, pois não há variação de composição. Para os fluxos de ar seco (1a, 2a, 3a e 4a) e vapor de água (1v, 2v, 3v e 4v) presente no ar úmido a exergia química é avaliada conforme Eqs. 3.26 e 3.27.

$$b_{qui,a,i} = R_a T_0 \ln \left(\frac{Y_{a,0}}{Y_{a,00}} \right) \quad (3.26)$$

$$b_{qui,v,i} = R_v T_0 \ln \left(\frac{Y_{v,0}}{Y_{v,00}} \right) \quad (3.27)$$

Onde $Y_{a,0}$ e $Y_{v,0}$ representam as frações molares do ar seco e do vapor na mistura em condição de temperatura igual a T_0 e pressão igual a P_0 . Enquanto $Y_{a,00}$ e $Y_{v,00}$ representam as frações molares destes componentes no ambiente de referência.

Para a água condensada (5) e umidade retirada na substância no secador (6) a exergia química foi avaliada conforme Eq. 3.28.

$$b_{qui,w,i} = h_{0,w,i} - h_{00,w,i} - T_0 (s_{0,w,i} - s_{00,w,i}) \quad (3.28)$$

Logo a exergia total específica para os fluxos de R-22, ar seco, umidade e condensado é avaliada conforme Eqs. 3.29, 3.30, 3.31 e 3.32, respectivamente.

$$b_{ref} = b_{u,ref} + b_{f,ref} - b_{s,ref} \quad (3.29)$$

$$b_a = b_{u,a} + b_{f,a} - b_{s,a} + b_{qui,a} \quad (3.30)$$

$$b_v = b_{u,v} + b_{f,v} - b_{s,v} + b_{qui,v} \quad (3.31)$$

$$b_w = b_{u,w} + b_{f,w} - b_{s,w} + b_{qui,w} \quad (3.32)$$

Observa-se que o fluxo de exergia total do ar úmido (\dot{B}_{au}) pode ser avaliado conforme Eq. 3.33, considerando a hipótese de mistura ideal. O fluxo de exergia total do R-22 é definido pela Eq. 3.34 e o fluxo de exergia total de água (fluxos 5 e 6) é definido pela Eq. 3.35.

$$\dot{B}_{au} = \dot{m}_{au} b_{au} = \dot{m}_{au} (Y_a b_a + Y_v b_v) = \dot{m}_a b_a + \dot{m}_v b_v \quad (3.33)$$

$$\dot{B}_{ref} = \dot{m}_{ref} b_{ref} \quad (3.34)$$

$$\dot{B}_w = \dot{m}_w b_w \quad (3.35)$$

Onde \dot{m}_{au} representa o fluxo de massa de ar úmido, \dot{m}_a representa o fluxo de massa de ar seco, \dot{m}_v representa o fluxo de vapor de água e \dot{m}_{ref} o fluxo de massa de R-22.

Para fins de comparação, a exergia total do fluxo de ar úmido e dos fluxos de água foram avaliadas também pelas Eqs. 3.36 e 3.37 respectivamente (Bejan, 2016).

$$\dot{B}_{au,i} = \dot{m}_{a,i} \left\{ (c_{P,a} + w_i c_{P,v}) T_0 \left(\frac{T_i}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_i}{T_0} \right) + (1 + 1,608 w_i) R_a T_0 \ln \frac{P_i}{P_0} + R_a T_0 \left[\ln \left(\frac{1+1,608 w_0}{1+1,608 w_i} \right) + 1,608 w_i \ln \left(\frac{w_i}{w_0} \frac{1+1,608 w_0}{1+1,608 w_i} \right) \right] \right\} \quad (3.36)$$

$$\dot{B}_{w,i} = \dot{m}_{w,i} (h_l(T_i) - h_g(T_0) - T_0 s_l(T_i) + T_0 s_g(T_0) + [P_i - P_g(T_i)] v_l(T_i) - R_v T_0 \ln \phi_0) \quad (3.37)$$

Onde $h_l(T_i)$, $v_l(T_i)$ e $s_l(T_i)$ representam respectivamente a entalpia, volume específico e a entropia da água como líquido saturado na temperatura do fluxo “i”, $h_g(T_0)$ e $s_g(T_0)$ representam entalpia e entropia da água no estado de vapor saturado na temperatura de estado morto. Foram obtidos resultados idênticos pela aplicação das Eqs. 3.36 e 3.37 em relação à metodologia proposta para a definição dos fluxos de exergia.

3.4.3 Análise Termodinâmica do Compressor

A fig. 10 apresenta a estrutura física do compressor.

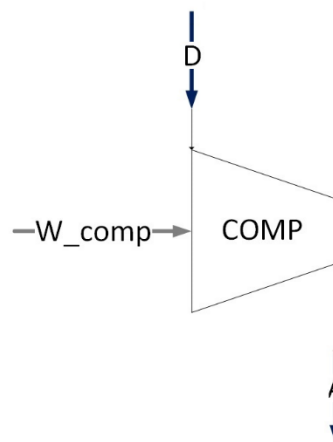


Figura 10 - Estrutura física do compressor.

A potência mecânica do compressor (\dot{W}_{comp}) foi definida com base na potência nominal do compressor ($\dot{W}_{ele,comp}$) e considerando uma eficiência de conversão da potência elétrica em potência mecânica de 0,85. Desta forma a potência do compressor (\dot{W}_{comp}) foi calculada conforme Eq. 3.38.

$$\dot{W}_{comp} = 0,85 \cdot \dot{W}_{ele,comp} \quad (3.38)$$

A consideração de eficiência isoentrópica de 0,90 (SULEMAN, DINCER, e AGELIN-CHAAB, 2014) permite a definição da entalpia de saída do compressor conforme Eq. 3.39.

$$h_A = h_D + \frac{(h_{As} - h_D)}{\eta_{iso}} \quad (3.39)$$

Onde h_{As} corresponde à entalpia de saída do compressor para um processo isoentrópico [$h_{As} = h(s_D, P_A)$].

A aplicação da PLT ao compressor, considerando que este opera adiabaticamente e desprezando os efeitos de variação de energia cinética e potencial, resulta na Eq. 3.40.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_A - h_D) \quad (3.40)$$

A partir da Eq. 3.41 é definido o fluxo de massa de refrigerante (\dot{m}_{ref}). O balanço de massa aplicado ao compressor resulta na Eq. 3.41.

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_D = \dot{m}_A \quad (3.41)$$

A taxa de destruição de exergia do compressor é definida conforme Eq. 3.42.

$$\dot{B}_{des,comp} = \dot{m}_{ref}(b_D - b_A) + \dot{W}_{ele,comp} \quad (3.42)$$

A eficiência exergética do compressor foi definida pela razão entre a variação do fluxo de exergia do fluido refrigerante ao atravessar o compressor e a potência real do compressor.

$$\eta_{2,comp} = \frac{\dot{m}_{ref}(b_A - b_D)}{\dot{W}_{ele,comp}} \quad (3.43)$$

3.4.4 Análise Termodinâmica do Condensador

A análise do condensador foi realizada dividindo o condensador em dois volumes de controle, um volume de controle envolvendo o fluxo de ar (COND_AR) e outro envolvendo o fluxo de refrigerante (COND_REF). A fig. 11 apresenta a estrutura física do condensador.

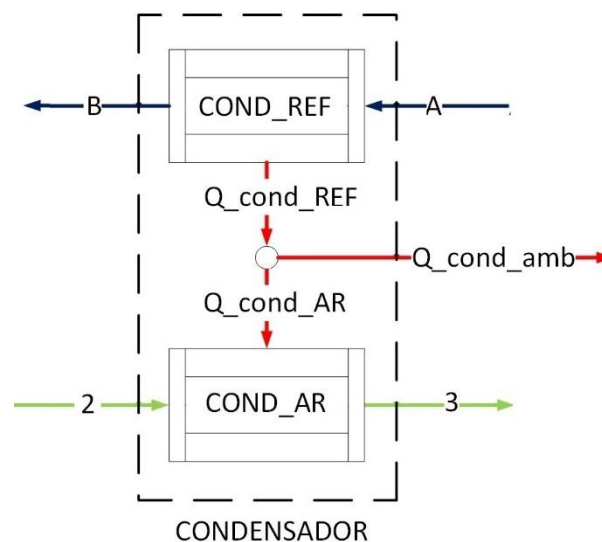


Figura 11 - Estrutura física do condensador.

Considera-se que no condensador ocorre um processo de aquecimento sensível do ar, o que garante a manutenção da umidade absoluta no processo 2-3. O balanço de massa do COND_REF resulta na Eq. 3.44 e do COND_AR nas Eqs. 3.45 e 3.46.

$$\dot{m}_B = \dot{m}_A = \dot{m}_{ref} \quad (3.44)$$

$$\dot{m}_{3,a} = \dot{m}_{2,a} \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{3,v} = \dot{m}_{2,v} \quad (3.46)$$

Onde $\dot{m}_{3,a}$ e $\dot{m}_{2,a}$ representam respectivamente as vazões de ar seco dos fluxos 3 e 2, enquanto $\dot{m}_{3,v}$ e $\dot{m}_{2,v}$ representam as vazões de vapor de água presente nos fluxos 3 e 2. A aplicação da PLT, desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, resulta nas Eqs. 3.47 e 3.48 respectivamente para os volumes de controle Cond_REF e Cond_AR.

$$\dot{Q}_{cond,REF} = \dot{m}_{ref}(h_B - h_A) \quad (3.47)$$

$$\dot{Q}_{cond,AR} = \dot{m}_{3,a}c_{p,a}(T_3 - T_2) + \dot{m}_{3,v}c_{p,v}(T_3 - T_2) \quad (3.48)$$

Foi observada que parte do calor rejeitado pelo condensador era absorvido pelas vizinhanças.

$$\dot{Q}_{cond,amb} = \dot{Q}_{cond,REF} + \dot{Q}_{cond,AR} \quad (3.49)$$

A taxa de destruição de exergia total do condensador ($\dot{B}_{des,cond}$) é avaliada conforme Eq. 3.50.

$$\dot{B}_{des,cond} = \dot{m}_{ref}(b_A - b_B) + \dot{m}_{3,a}(b_{2,a} - b_{3,a}) + \dot{m}_{3,v}(b_{2,v} - b_{3,v}) \quad (3.50)$$

A eficiência exergética do condensador é avaliada conforme Eq. 3.52.

$$\eta_{2,cond} = \frac{[\dot{m}_{3,a}(b_{3,a} - b_{2,a}) + \dot{m}_{3,v}(b_{3,v} - b_{2,v})]}{\dot{m}_{ref}(b_A - b_B)} \quad (3.51)$$

Foi avaliada a eficiência exergética do processo de aquecimento sensível, conforme Eq. 2.52 (Dinçer e Rosen, 2015).

$$\eta_{2,sen} = \frac{\dot{B}_3}{\dot{B}_2 + \dot{Q}_{cond,AR} \left(1 - \frac{T_0}{T_{med,cond,ref}} \right)} \quad (3.52)$$

3.4.5 Análise Termodinâmica do Dispositivo de Expansão

A fig. 12 apresenta a estrutura física do dispositivo de expansão.

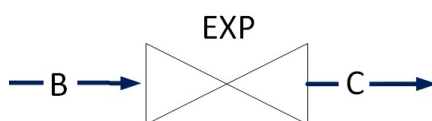


Figura 12 - Estrutura física do dispositivo de expansão.

O balanço de massa do dispositivo de expansão resulta na Eq. 3.53. O processo de expansão foi considerado isentálpico, conforme Eq. 3.54. A taxa de destruição de exergia do dispositivo de expansão é definida conforme Eq. 3.55.

$$\dot{m}_B = \dot{m}_C = \dot{m}_{ref} \quad (3.53)$$

$$h_B = h_C \quad (3.54)$$

$$\dot{B}_{des,exp} = \dot{m}_{ref}(b_B - b_C) \quad (3.55)$$

A eficiência exergética da válvula de expansão é definida conforme Eq. 3.56.

$$\eta_{2,exp} = \frac{b_C}{b_b} \quad (3.56)$$

3.4.6 Análise Termodinâmica do Evaporador

Assim como feito no condensador, o evaporador foi dividido em dois volumes de controle, um envolvendo o fluxo de refrigerante (EVAP_REF) e outro envolvendo o fluxo de ar (EVAP_AR). A fig. 13 apresenta a estrutura física do evaporador.

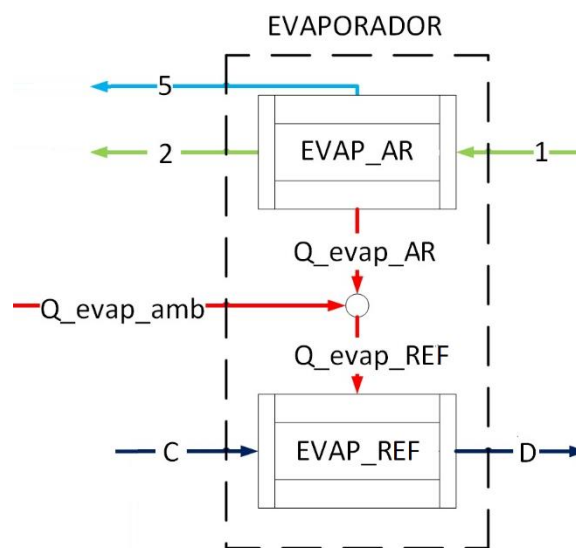


Figura 13 - Estrutura física do evaporador.

O balanço de massa para o evaporador resulta na Eq. 3.57 para o EVAP_REF e nas Eqs. 3.58 e 3.59 para o EVAP_AR.

$$\dot{m}_C = \dot{m}_D = \dot{m}_{ref} \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{1,a} = \dot{m}_{2,a} \quad (3.58)$$

$$\dot{m}_{1,v} = \dot{m}_{2,v} + \dot{m}_5 \quad (3.59)$$

Onde \dot{m}_5 representa o fluxo de massa da umidade que foi condensado.

A aplicação da PLT aos volumes de controle EVAP_REF e EVAP_AR resulta respectivamente nas Eqs. 3.60 e 3.61.

$$\dot{Q}_{evap,REF} = \dot{m}_{ref}(h_D - h_C) \quad (3.60)$$

$$\dot{Q}_{evap,AR} = \dot{m}_{2,a}c_{p,a}(T_2 - T_1) + \dot{m}_{2,v}c_{p,v}(T_2 - T_1) + \dot{m}_5h_5 \quad (3.61)$$

Observa-se no evaporador que parte do calor absorvido pelo R-22 é proveniente do ambiente.

$$\dot{Q}_{evap,AMB} = \dot{Q}_{evap,REF} + \dot{Q}_{evap,AR} \quad (3.62)$$

A taxa de destruição de exergia total do evaporador é avaliada conforme Eq. 3.63.

$$\dot{B}_{des,evap} = \dot{m}_{ref}(b_C - b_D) + \dot{m}_{1,a}b_{1,a} + \dot{m}_{1,v}b_{1,v} - \dot{m}_{2,a}b_{2,a} - \dot{m}_{2,v}b_{2,v} - \dot{m}_5b_5 \quad (3.63)$$

A eficiência exergética do evaporador é avaliada conforme Eq. 3.64.

$$\eta_{2,evap} = \frac{\dot{m}_{2,a}b_{2,a} + \dot{m}_{2,v}b_{2,v} + \dot{m}_5b_5 - \dot{m}_{1,a}b_{1,a} - \dot{m}_{1,v}b_{1,v}}{\dot{m}_{ref}(b_D - b_C)} \quad (3.64)$$

3.4.7 Análise Termodinâmica do Ventilador

A fig. 14 apresenta a estrutura física do ventilador.

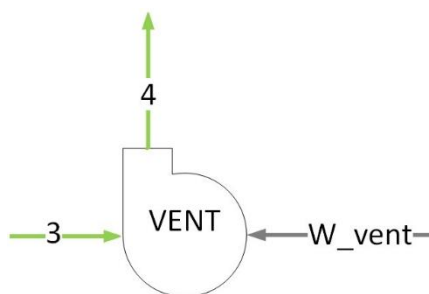


Figura 14 - Estrutura física do ventilador.

A potência mecânica do ventilador (\dot{W}_{vent}) foi definida com base na potência nominal do motor do ventilador ($\dot{W}_{ele,vent}$) do ventilador e considerado um fator de conversão de potência elétrica em potência mecânica de 0,9, conforme Eq. 3.65.

$$\dot{W}_{vent} = 0,9 \cdot \dot{W}_{ele,vent} \quad (3.65)$$

O balanço de massa do ventilador resulta nas Eqs. 3.66, 3.67 e 3.68.

$$\dot{m}_{a,4} = \dot{m}_{a,3} \quad (3.66)$$

$$\dot{m}_{v,4} = \dot{m}_{v,3} \quad (3.67)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.68)$$

A aplicação da PLT ao ventilador, considerando que este opera adiabaticamente e desprezando os efeitos de variação de energia cinética e potencial, resulta na Eq. 3.69.

$$\dot{W}_{vent} = \dot{m}_{a,4}c_{p,a}(T_4 - T_3) + \dot{m}_{v,4}c_{p,v}(T_4 - T_3) \quad (3.69)$$

O estado 4 está completamente determinado, logo a aplicação da PLT ao ventilador possibilita a definição de h_3 , o que determina o estado termodinâmico do fluxo 3.

A taxa de destruição de exergia do ventilador é definida conforme Eq. 3.70.

$$\dot{B}_{des,vent} = \dot{m}_{3,a}b_{3,a} + \dot{m}_{3,v}b_{3,v} - \dot{m}_{4,a}b_{4,a} - \dot{m}_{4,v}b_{4,v} + \dot{W}_{ele,vent} \quad (3.70)$$

A eficiência exergética do ventilador é avaliada conforme Eq. 3.71.

$$\eta_{2,vent} = \frac{\dot{m}_{4,a}b_{4,a} + \dot{m}_{4,v}b_{4,v} - \dot{m}_{3,a}b_{3,a} - \dot{m}_{3,v}b_{3,v}}{\dot{W}_{ele,vent}} \quad (3.71)$$

3.4.8 Análise Termodinâmica do Secador

O secador foi modelado e incluído no sistema a fim de fechar o ciclo termodinâmico do ar. No secador foi considerado que o ar sofre um processo de resfriamento evaporativo adiabático de forma a retirar umidade da substância a ser secada. Neste volume de controle o ar úmido no estado 4 entra aquecido e com baixo conteúdo de umidade, e mediante uma adição de vapor de água (fluxo 6) o ar retorna ao estado 1. A fig. 15 apresenta a estrutura física do secador.

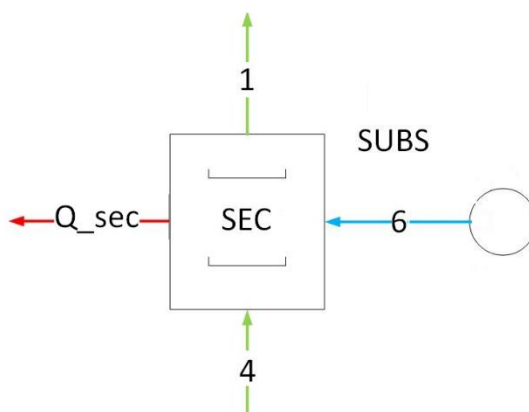


Figura 15 - Estrutura física do secador.

O fluxo mássico de vapor adicionado ao ar (\dot{m}_6) deve ser igual ao fluxo mássico de água condensada no evaporador (\dot{m}_5). O balanço de massa do secador é definido pelas Eqs. 3.72, 3.73 e 3.74.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (3.72)$$

$$\dot{m}_{a,1} = \dot{m}_{a,4} \quad (3.73)$$

$$\dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{v,4} + \dot{m}_6 \quad (3.74)$$

A aplicação da PLT ao secador resulta na Eq. 3.75.

$$\dot{Q}_{sec} = \dot{m}_{4,a}c_{p,a}(T_1 - T_4) + \dot{m}_{4,v}c_{p,v}(T_1 - T_4) - \dot{m}_6h_6 \quad (3.75)$$

A taxa de destruição de exergia do secador foi definida conforme Eq. 3.76.

$$\dot{B}_{des,sec} = \dot{m}_{4,a}b_{4,a} + \dot{m}_{4,v}b_{4,v} + \dot{m}_6b_6 - \dot{m}_{1,v}b_{1,v} - \dot{m}_1b_1 \quad (3.76)$$

A eficiência exergética do secador foi proposta conforme Eq. 3.77.

$$\eta_{2,sec} = \frac{\dot{m}_6b_6}{\dot{m}_{4,a}b_{4,a} + \dot{m}_{4,v}b_{4,v} - \dot{m}_{1,v}b_{1,v} - \dot{m}_1b_1} \quad (3.77)$$

3.5.9 Análise de Eficiência do Protótipo

O Coeficiente de Performance da bomba de calor foi avaliado conforme Eq. 3.80.

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{cond,r}}{\dot{W}_{ele,comp}} \quad (3.80)$$

Optou-se por adaptar o COP de uma bomba de calor ao protótipo, de forma a considerar o consumo de energia do ventilador e o efeito de resfriamento do evaporador, já que o sistema também tem por objetivo o processo de resfriamento e desumidificação do ar.

$$COP_{prot} = \frac{\dot{Q}_{cond,r} - \dot{Q}_{evap,r}}{\dot{W}_{ele,comp} + \dot{W}_{ele,vent}} \quad (3.81)$$

A eficiência exergética do sistema foi avaliada conforme Eq. 3.82.

$$\eta_{2,sis} = \frac{\dot{B}_{Qui,5} + \dot{B}_{Qui,6}}{\dot{W}_{ele,comp} + \dot{W}_{ele,vent}} \quad (3.82)$$

Onde $\dot{B}_{Qui,5}$ e $\dot{B}_{Qui,6}$ representam respectivamente as exergias químicas do condensado e da umidade absorvida pelo ar no secador.

3.6 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

A análise termoeconômica foi realizada com base na metodologia UFS, proposta por Lourenço (2012), que é capaz de desagregar a exergia física de forma a caracterizar um produto para o dispositivo de expansão em sistemas frigoríficos. A definição de produto e insumo foi realizada com base na redução ou aumento de cada uma das componentes do fluxo de exergia para cada uma das unidades produtivas. A título de exemplo, considere uma unidade produtiva imaginária representada pela fig. 16. Onde a primeira letra (B) representa exergia, a segunda letra representa a componente da exergia total (U: energia interna; F: trabalho de fluxo; S: entropia; Qui: química) e a terceira letra está associada a denominação do fluxo físico (C,D).

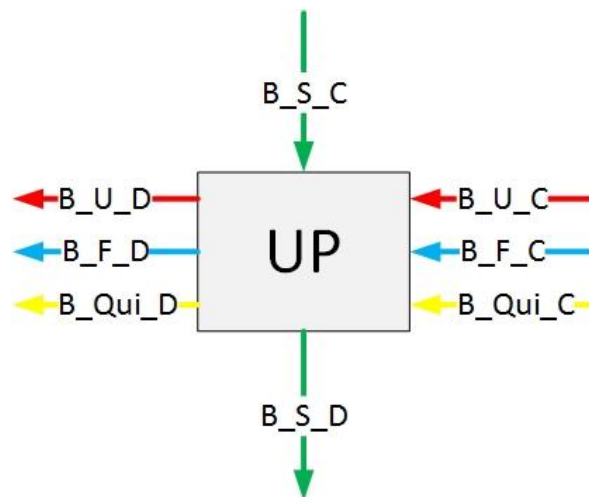


Figura 16 – Diagrama de uma unidade produtiva imaginária.

Avalia-se as variações das componentes de exergia dos fluxos físicos ao atravessar a unidade produtiva, conforme Eq. 3.83 aplicada na componente de energia interna.

$$\dot{B}_{U,DC} = |\dot{B}_{U,D} - \dot{B}_{U,C}| \quad (3.83)$$

Onde $\dot{B}_{U,DC}$ será um produto se $\dot{B}_{U,D} > \dot{B}_{U,C}$ e será insumo se $\dot{B}_{U,D} < \dot{B}_{U,C}$. A mesma regra é válida para os termos de trabalho de fluxo e exergia química. Com relação ao termo de entropia, a análise é feita conforme Eq. 3.84.

$$\dot{B}_{S,DC} = |\dot{B}_{S,D} - \dot{B}_{S,C}| \quad (3.84)$$

Onde $\dot{B}_{S,DC}$ será um produto se $\dot{B}_{S,D} < \dot{B}_{S,C}$ e será insumo se $\dot{B}_{S,D} > \dot{B}_{S,C}$.

O custo exergético (\dot{B}^*) é então definido pelo produto do custo exergético unitário (K) com o fluxo de exergia do produto/insumo (\dot{B}). Com relação à definição dos custos exergéticos unitários a aplicação da proposição 5 que afirma que: “se um subsistema apresenta produto formado por mais de um fluxo, todos eles apresentam o mesmo custo exergético unitário”, considerando que na unidade produtiva imaginária apresentada na fig. 16, houve aumento em todas as componentes da exergia, ou seja, $\dot{B}_{U,DC}$, $\dot{B}_{F,DC}$ e $\dot{B}_{Qui,DC}$ são produtos, enquanto $\dot{B}_{S,DC}$ é um insumo, pode se afirmar que:

$$K_{U,DC} = K_{F,DC} = K_{Qui,DC} = K_{UP} \quad (3.85)$$

Onde K_{UP} representa o custo exergético unitário dos produtos da unidade produtiva imaginária. A fig. 17 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do protótipo analisado.

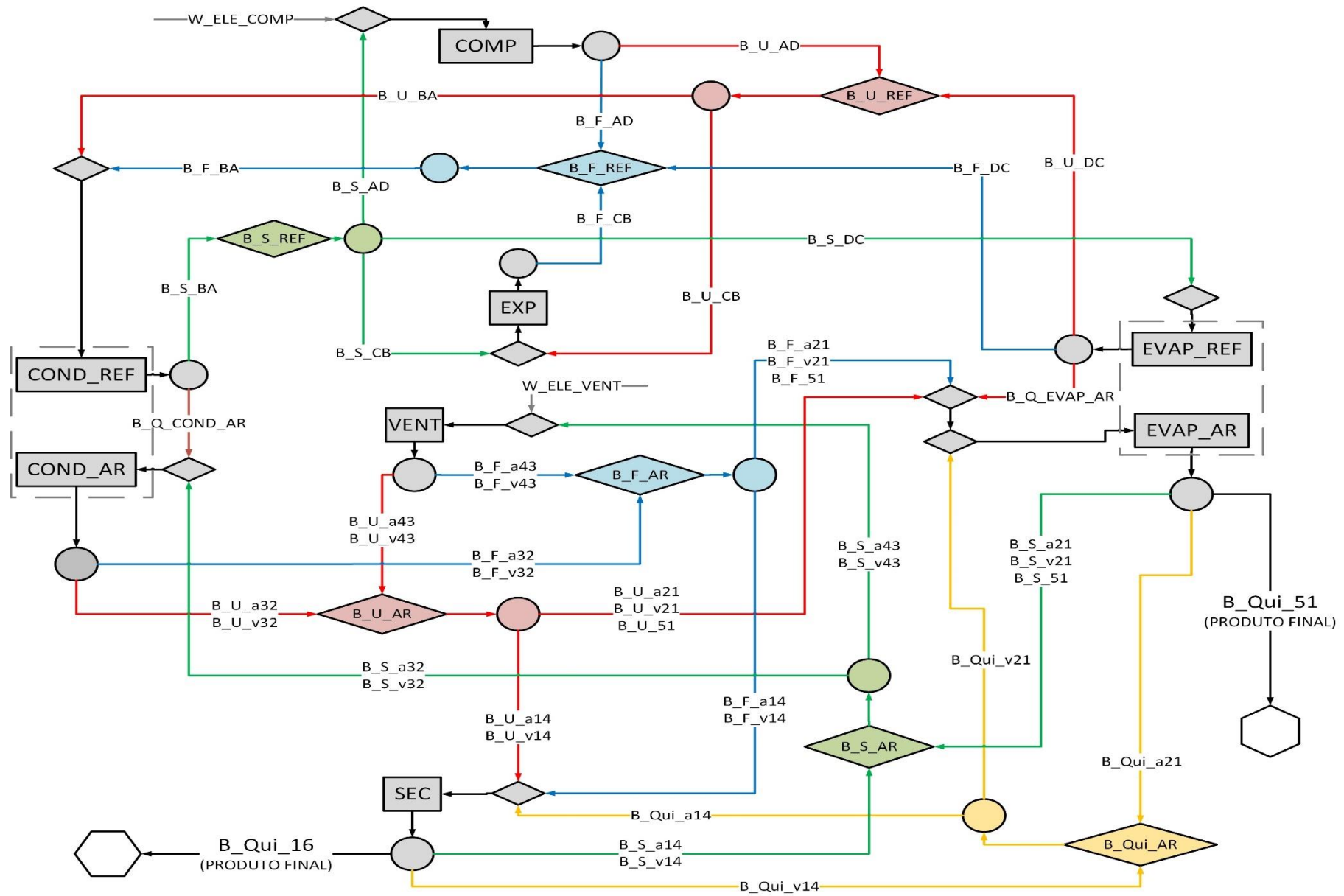


Figura 17 – Diagrama da estrutura produtiva do protótipo de secador por bomba de calor.

Além dos produtos e insumos associados ao aumento/redução da exergia dos fluxos físicos, existem produtos e insumos associados à exergia das potências elétricas consumidas pelo compressor e ventilador e à exergia térmica transferida entre os trocadores de calor. Deve se observar que a exergia associada a potência é igual à própria potência elétrica consumida, e que com base na proposição 2, que afirma que: “na ausência de informações externas, o custo exergético unitário dos fluxos externos que entram na planta são iguais a um”; define-se o custo exergético unitário da potência consumida pelo compressor e pelo ventilador igual a um, já que para a fronteira definida na análise a potência consumida pelo compressor e pelo ventilador são consideradas insumos externos.

Utilizando-se da proposição 1, que afirma que: “na ausência de informações externas, o custo exergético das perdas é igual a zero”; os fluxos de exergia térmica transferidos para o ambiente foram definidos nulos. Com relação aos fluxos de exergia térmica transferidos do ambiente para o sistema, deve se observar que estes são por natureza nulos, pois a fonte quente seria o ambiente na condição de estado morto.

3.6.1 Equações Características das Unidades Produtivas

Na análise do compressor verificou-se um aumento de entropia, aumento da energia interna e aumento do trabalho de fluxo do fluido refrigerante, o que caracteriza o insumo $B_{S,AD}$, os produtos $B_{F,AD}$ e $B_{U,AD}$. Outro insumo identificado é a potência consumida pelo compressor. A fig. 18 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do compressor, e a Eq. 3.86 apresenta a equação característica do compressor.

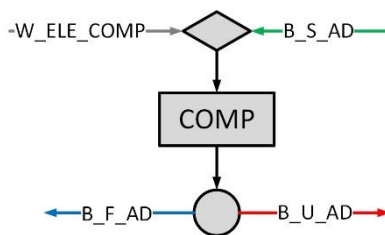


Figura 18 – Diagrama da estrutura produtiva do compressor.

$$K_{comp}(\dot{B}_{U,AD} + \dot{B}_{F,AD}) - K_{S,ref}\dot{B}_{S,AD} = \dot{W}_{ele,comp} \quad (3.86)$$

O condensador foi dividido em duas unidades produtivas: uma que se relaciona ao fluido refrigerante (COND_REF) e outra que se relaciona ao ar (COND_AR). As duas unidades produtivas se relacionam por meio do fluxo de exergia térmica transferido do COND_REF para o COND_AR. O diagrama da estrutura produtiva das duas partes do condensador é representado pela fig 19.

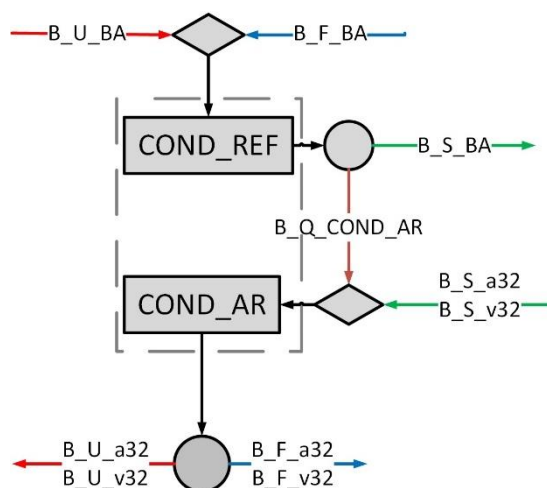


Figura 19 – Diagrama da estrutura produtiva do condensador.

Com relação ao COND_REF verificou-se uma redução da energia interna, trabalho de fluxo e entropia do fluido refrigerante, o que caracteriza B_U_BA e B_F_BA como insumos e B_S_BA como produto. Para o COND_AR verificou-se um aumento da entropia, da energia interna e do trabalho de fluxo tanto para o ar seco, quanto para a umidade do ar, caracterizando B_S_a32 e B_S_v32 como insumos e B_U_a32, B_U_v32, B_F_a32 e B_F_v32 como produtos. Observa-se que o fluxo de exergia térmica é um produto para COND_REF e um insumo para COND_AR, logo as equações características para COND_REF e COND_AR estão definidas pelas Eqs. 3.87 e 3.88 respectivamente.

$$K_{cond,ref}(\dot{B}_{U,BA} + \dot{B}_{Q,cond,ar}) - K_{F,ref}\dot{B}_{F,BA} - K_{U,ref}\dot{B}_{U,BA} = 0 \quad (3.87)$$

$$K_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32} + \dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - K_{S,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - K_{cond,ref}\dot{B}_{Q,cond,ar} = 0 \quad (3.88)$$

Onde:

$$\dot{B}_{Q,cond,ar} = \dot{Q}_{cond,ar} \left(1 - \frac{T_0}{T_{med,cond,ref}} \right); \quad (3.89)$$

$$T_{med,cond,ref} = \frac{h_A - h_B}{s_A - s_B} \quad (3.90)$$

Com relação ao dispositivo de expansão observou-se um aumento da entropia, redução da energia interna e aumento do trabalho de fluxo do fluido refrigerante, o que caracteriza B_S_CB e B_U_CB como insumos e B_F_CD como produto. A fig 20 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do dispositivo de expansão e a Eq. 3.91 representa a equação característica desta unidade produtiva.

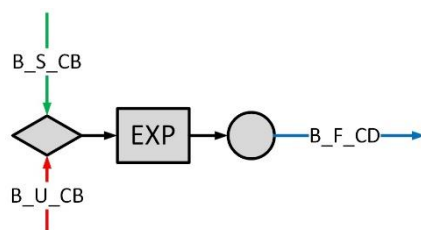


Figura 20 – Diagrama da estrutura produtiva do dispositivo de expansão.

$$K_{exp} \dot{B}_{F,CD} - K_{U,ref} \dot{B}_{U,CD} - K_{S,ref} \dot{B}_{S,CD} = 0 \quad (3.91)$$

Assim como o condensador o evaporador foi dividido em duas unidades produtivas: uma relacionada ao ar (EVAP_AR) e outra relacionada ao fluido refrigerante (EVAP_REF). A fig. 21 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do evaporador.

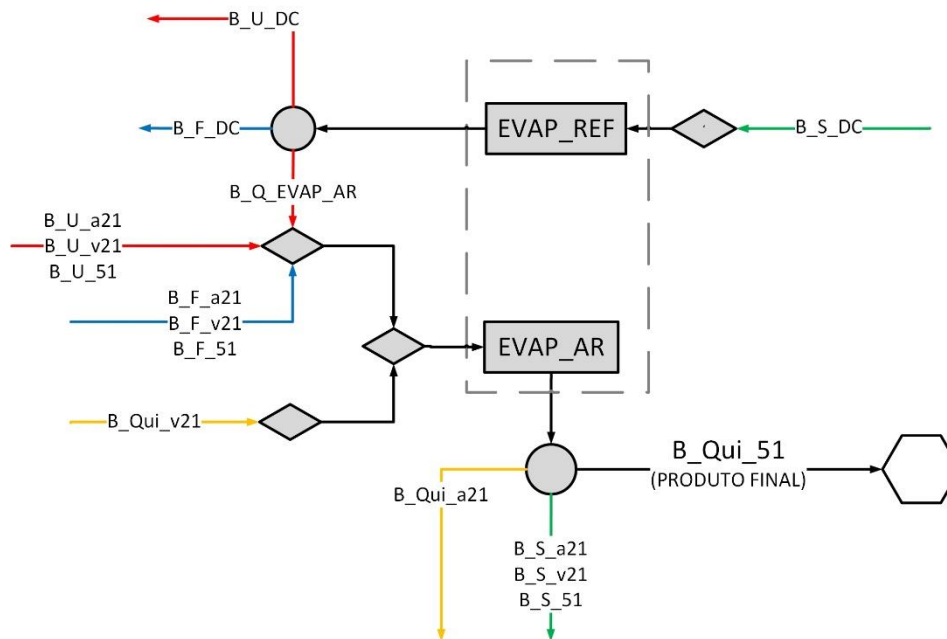


Figura 21 – Diagrama da estrutura produtiva do evaporador.

Com relação ao EVAP_REF observou-se um aumento da entropia, da energia interna e do trabalho de fluxo do fluido refrigerante, caracterizando B_{S_DC} como insumo, B_{U_DC} e B_{F_DC} como produtos. O fluxo de exergia térmica transferido do refrigerante para o ar (oposto ao fluxo de calor) é considerado um produto no EVAP_REF e um insumo no EVAP_AR. Destaca-se que o ar que entra no evaporador se encontra em uma condição de estado morto, portanto quando resfriado ele é retirado da condição de estado morto adquirindo exergia. A medida que o fluido refrigerante recebe calor, se aproxima da condição de estado morto caracterizando uma perda de exergia, e portanto para este caso específico o fluxo de exergia térmica (associado à transferência de calor) é oposto à direção da transferência de calor.

Com relação ao EVAP_AR observa-se uma redução na energia interna, trabalho de fluxo, entropia para o ar seco, umidade presente no ar e para o condensado, caracterizando B_{S_a21} , B_{S_v21} e B_{S_51} como produtos e B_{F_a21} , B_{F_v21} , B_{F_51} , B_{U_a21} , B_{U_v21} e B_{U_51} como insumos.

Com relação à exergia química da mistura ar seco/umidade observa-se uma redução da componente de exergia química da mistura associada à umidade e aumento da componente de exergia química da mistura associada ao ar seco, caracterizando B_{Qui_v21}

como insumo e B_QUI_a21 como produto. Como produto final do EVAP_AR tem-se o aumento da exergia química da água condensada (B_QUI_51). As Eqs. 3.92 e 3.93 apresentam as equações características de EVAP_REF e EVAP_AR respectivamente.

$$K_{evap,ref}(\dot{B}_{U,DC} + \dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{Q,evap,ar}) - K_{S,ref}\dot{B}_{S,DC} = 0 \quad (3.92)$$

$$K_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51} + \dot{B}_{Qui,a21} + \dot{B}_{Qui,51}) - K_{F,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32} + \dot{B}_{F,51}) - K_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,51}) - K_{Qui,ref}\dot{B}_{Qui,a21} - K_{evap,ref}\dot{B}_{Q,evap,ar} = 0 \quad (3.93)$$

Onde:

$$\dot{B}_{Q,evap,ar} = \dot{Q}_{evap,ar} \left(1 - \frac{T_0}{T_{med,evap,ref}} \right); \quad (3.94)$$

$$T_{med,evap,ref} = \frac{h_D - h_C}{s_D - s_C} \quad (3.95)$$

Na análise do ventilador verificou-se um aumento da entropia, energia interna e trabalho de fluxo do ar, o que caracteriza B_S_a43 e B_S_v43 como insumos e B_F_a43, B_F_v43, B_U_a43 e B_U_v43 como produtos. A potência consumida pelo ventilador também é definida como um insumo. A fig. 22 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do ventilador, e a Eq. 3.96 representa a equação característica deste dispositivo.

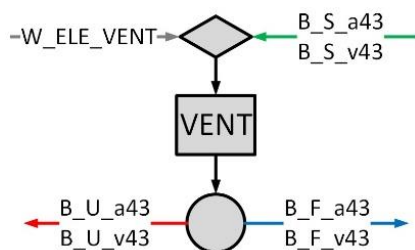


Figura 22 – Diagrama da estrutura produtiva do ventilador.

$$K_{vent}(\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43} + \dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - K_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43}) = \dot{W}_{ele,vent} \quad (3.96)$$

Com relação à análise do secador verificou-se uma redução da energia interna e trabalho de fluxo ar seco e umidade, caracterizando B_F_a14, B_F_v14, B_U_a14 e

$B_{U,v14}$ como insumos. Houve redução da entropia do ar seco e da umidade, caracterizando $B_{S,a14}$ e $B_{S,v14}$ como produtos. Com relação à exergia química do ar verificou-se aumento da exergia química da umidade e redução da exergia química do ar seco caracterizando $B_{Qui,v14}$ como insumo e $B_{Qui,a14}$ como produto. Tem se ainda a exergia da umidade retirada da substância a ser desidratada como um produto do secador. A fig. 23 apresenta o diagrama da estrutura produtiva do secador. A Eq. 3.97 representa a equação característica do secador.

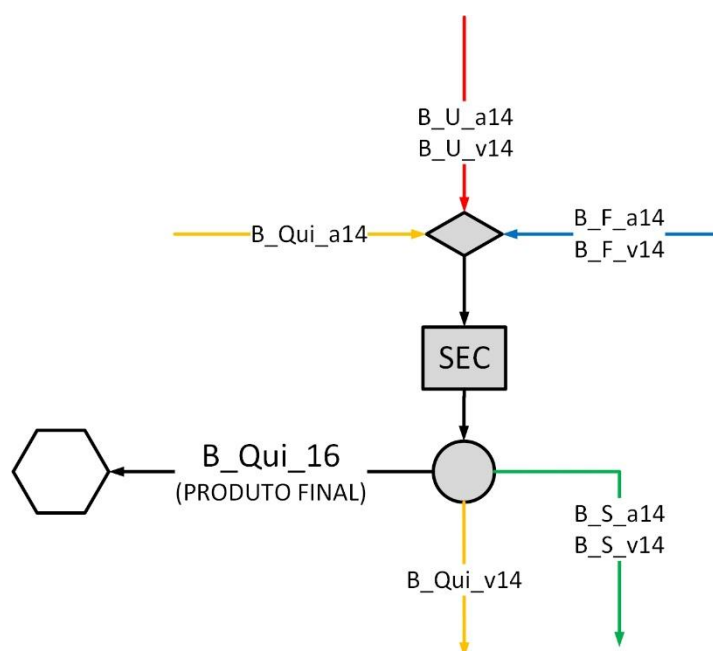


Figura 23 – Diagrama da estrutura produtiva do secador.

$$K_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14} + \dot{B}_{Qui,v14} + \dot{B}_{Qui,16}) - K_{U,ar}(\dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14}) - K_{F,ar}(\dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14}) - K_{qui,ar}\dot{B}_{Qui,a14} = 0 \quad (3.97)$$

A análise de cada unidade produtiva permite produzir um sistema de equações lineares composto por oito equações e quinze variáveis. Para a resolução de tal sistema se faz necessária a adição de sete equações, que são obtidas a partir da análise das junções-bifurcações da estrutura produtiva. Observa-se que na estrutura produtiva existe uma junção-bifurcação para cada componente da exergia (B_{U_REF} , B_{F_REF} , B_{S_REF} , B_{U_AR} , B_{F_AR} , B_{S_AR} , B_{QUI_AR}).

A fig. 24 apresenta o diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas à energia interna. A análise das junções-bifurcações B_U_REF e B_U_AR permite a definição das Eqs. 3.98 e 3.99.

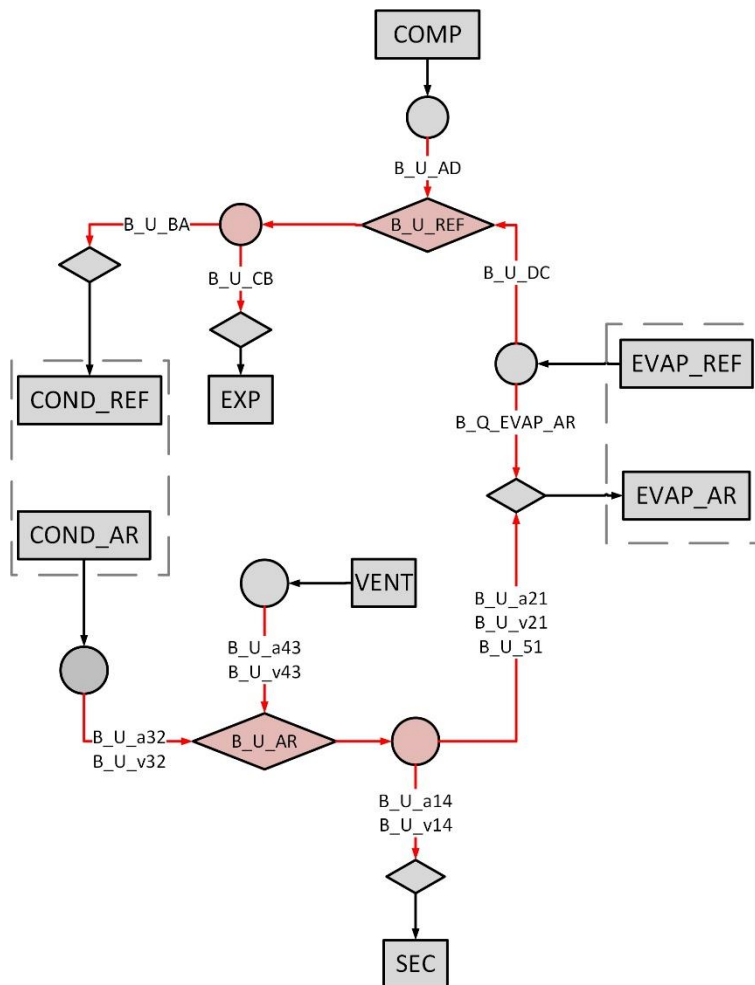


Figura 24 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas a energia interna.

$$K_{U,ref}(\dot{B}_{U,CB} + \dot{B}_{U,BA}) - K_{comp}\dot{B}_{U,AD} - K_{evap,ref}\dot{B}_{U,DC} = 0 \quad (3.98)$$

$$K_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14} + \dot{B}_{U,51}) - K_{vent}(\dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - K_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32}) = 0 \quad (3.99)$$

A fig. 25 apresenta o diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao trabalho de fluxo. A análise das junções-bifurcações B_F_REF e B_F_AR permite a definição das Eqs. 3.100 e 3.101.

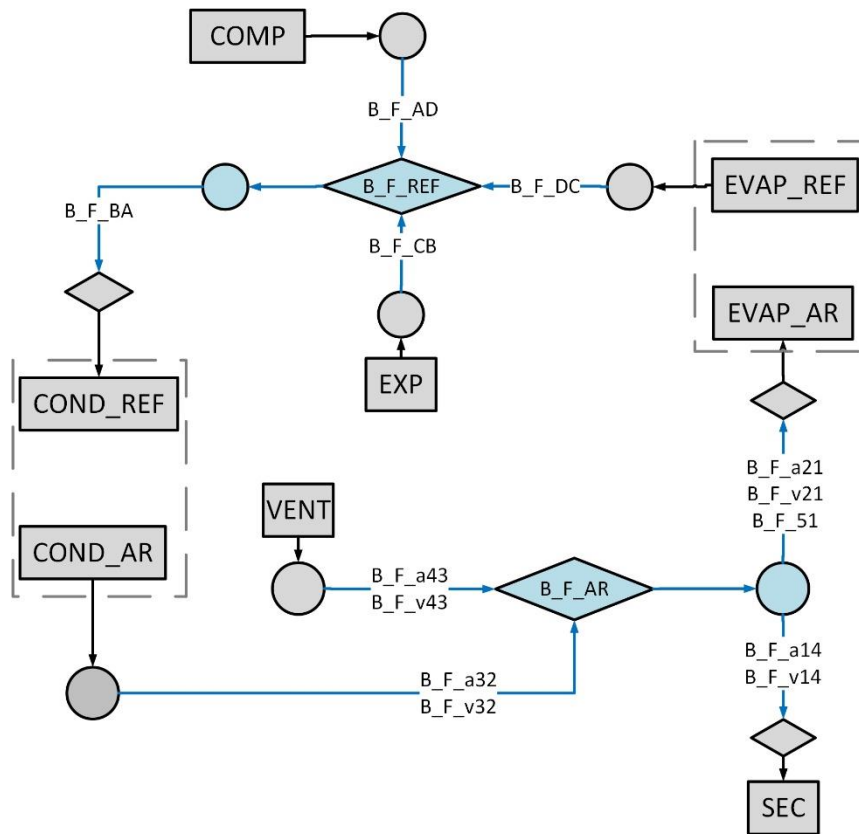


Figura 25 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao trabalho de fluxo.

$$K_{F,ref} \dot{B}_{F,BA} - K_{comp} \dot{B}_{F,AD} - K_{evap,ref} \dot{B}_{F,DC} - K_{exp} \dot{B}_{F,CD} = 0 \quad (3.100)$$

$$K_{F,ar} (\dot{B}_{F,a21} + \dot{B}_{F,v21} + \dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14} + \dot{B}_{F,51}) - K_{vent} (\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43}) - K_{cond,ar} (\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) = 0 \quad (3.101)$$

A fig. 26 apresenta o diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao termo entropico. A análise das junções-bifurcações **B_S_REF** e **B_S_AR** permite a definição das Eqs. 3.102 e 3.103.

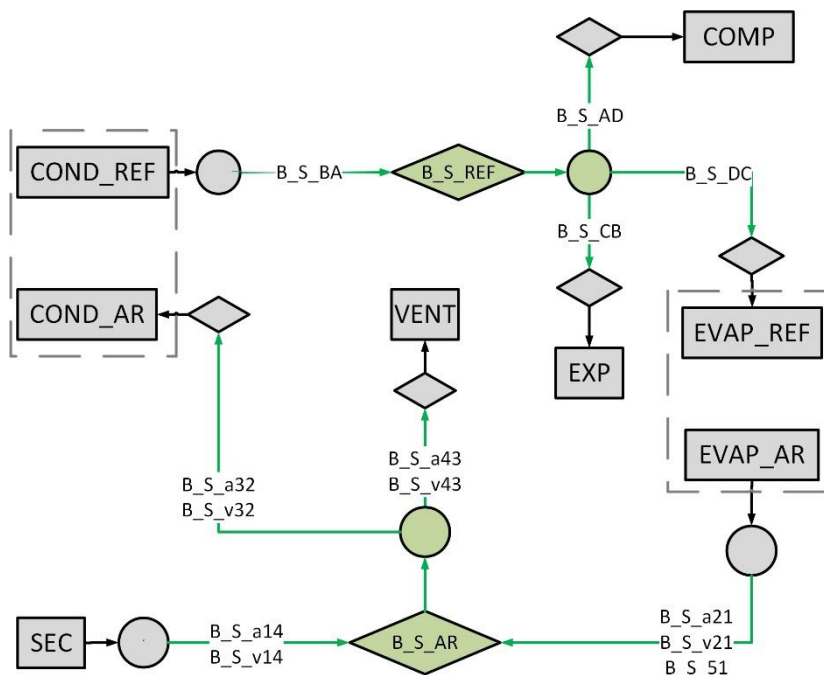


Figura 26 – Diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas ao termo de entropia.

$$K_{S,ref}(\dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{F,AD} + \dot{B}_{F,CD}) - K_{cond,ref}\dot{B}_{S,BA} = 0 \quad (3.102)$$

$$K_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43} + \dot{B}_{S,a32} + \dot{B}_{S,v32}) - K_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14}) - K_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51}) = 0 \quad (3.103)$$

A fig. 27 apresenta diagrama da estrutura produtiva das junções-bifurcações associadas à exergia química. A análise da junção-bifurcação B_QUI_AR permite a definição da Eq. 3.104.

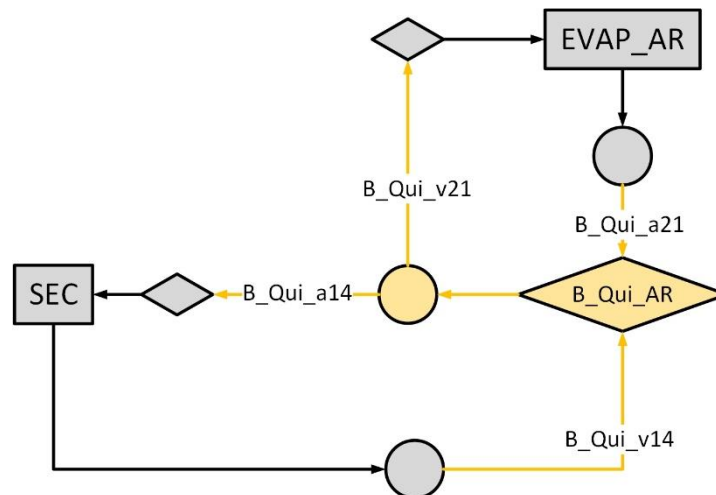


Figura 27 – Diagrama da estrutura produtiva da junção-bifurcação associada a exergia química.

$$K_{Qui,ar}(\dot{B}_{Qui,a14} + \dot{B}_{Qui,v21}) - K_{sec}\dot{B}_{Qui,v14} - K_{evap,ar}\dot{B}_{Qui,a21} = 0 \quad (3.104)$$

3.6.2 Definição dos Custos Monetários

A definição dos custos monetários é realizada por meio de modificação das equações que definem o sistema linear para cálculo de custos exergéticos. A primeira modificação consiste na substituição das variáveis de custo exergético unitário (K) por variáveis de custo monetário unitário (C). A segunda modificação consiste na consideração do custo de investimento nos componentes do sistema como insumos externos da estrutura produtiva. A terceira modificação consistem em considerar o custo monetário associado à energia elétrica (C_{ele}) consumida pelo compressor e pelo ventilador.

Com relação ao custo de aquisição dos componentes foi realizada consulta de três preços para cada um dos principais componentes do protótipo em lojas virtuais, e o custo de aquisição foi definido como a média destes três preços. Não encontrado componentes com mesma especificação dos que compõem o sistema optou-se por produtos similares. A tabela 3 apresenta os valores cotados, o valor médio em reais e o valor médio dolarizado considerando a cotação do dólar em R\$ 3,30.

Tabela 3 – Estimativa de preços de aquisição dos componentes do protótipo.

	Loja	Preço (R\$)	Preço Médio (R\$)	Preço Médio Dolarizado (US\$)
Compressor	Eletrofrigor (2017)	369,99	411,51	124,70
	Samatec (2017)	520,00		
	BCMinterService (2017a)	344,55		
Condensador	Polipartes (2017a)	215,00	217,67	65,96
	Polipartes (2017b)	223,00		
	Mercado Livre (2017a)	215,00		
Evaporador	Mercado Livre (2017b)	141,00	233,00	70,60
	Mercado Livre (2017c)	279,00		
	Polipartes (2017c)	279,00		
Valvula de Expansão	BCMinterService (2017b)	156,00	222,67	67,48
	Mercado Livre (2017d)	238,00		
	Mercado Livre (2017e)	274,00		
Inversor de Frequência	Eletrolicos (2017)	709,00	654,33	198,28
	Mercado Livre (2017f)	450,00		
	N Nascimento (2017)	804,00		

A unidade produtiva do ventilador é composta basicamente do motor, inversor de frequência e ventilador. O preço de aquisição do ventilador, com inclusão do motor elétrico, foi estimado em dólares conforme Eq. 3.106 (ZALEWSKI, NIEZGODA-ŻELASKO e LITWIN, 2000).

$$Z_{Cl,vent} = (a + b\dot{W}_{ele,vent}^{0,5})^2 \cdot cf \quad (3.106)$$

Onde a , b e cf são definidos por Zalewski, Niezgoda-Żelasko e Litwin (2000) em 21.5644, 20.1554 e 1, respectivamente. O preço de aquisição da unidade produtiva ventilador é definido pela soma do preço médio do inversor, do preço estimado do ventilador e da parcela de custo associada a estrutura da bancada e componentes auxiliares.

A câmara de secagem teve seu custo avaliado em R\$ 1000,00 (US\$ 303,03). O custo de componentes auxiliares do protótipo, como suporte, dutos, tubo de cobre, etc, bem como custo de montagem e instalação dos equipamentos foi avaliado em R\$ 1500,00 (US\$ 454,54) e distribuído igualmente entre os principais componentes.

A definição do custo monetário associado a cada componente foi realizada considerando uma vida útil de 10 anos para o protótipo, operando 4000 horas anuais com

fator de manutenção de 1,15. A taxa de retorno foi definida em 14%, resultando em um CRF de $1,33 \cdot 10^{-9} \text{ s}^{-1}$. O custo associado à energia elétrica foi definido com base na tarifa média com impostos para o setor de Comercio e Serviços no ano de 2017 (Brasil, 2017), definida em R\$ 480,21 por MWh, que é equivalente à $1,19 \cdot 10^{-4} \text{ R\$/kJ}$ ($3,61 \cdot 10^{-5} \text{ US\$/kJ}$). Observe-se que o custo dos trocadores de calor foi alocado diretamente na equação da unidade produtiva associada ao refrigerante. As Eqs. 3.107 à 3.121 apresentam o sistema de equações lineares que define os custos monetários unitários.

$$C_{comp}(\dot{B}_{U,AD} + \dot{B}_{F,AD}) - C_{S,ref}\dot{B}_{S,AD} = C_{ele}\dot{W}_{ele,comp} + \dot{Z}_{comp} \quad (3.107)$$

$$C_{cond,ref}(\dot{B}_{U,BA} + \dot{B}_{Q,cond,ar}) - C_{F,ref}\dot{B}_{F,BA} - C_{U,ref}\dot{B}_{U,BA} = \dot{Z}_{cond} \quad (3.108)$$

$$C_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32} + \dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - C_{S,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - C_{cond,ref}\dot{B}_{Q,cond,ar} = 0 \quad (3.109)$$

$$C_{exp}\dot{B}_{F,CD} - C_{U,ref}\dot{B}_{U,CD} - C_{S,ref}\dot{B}_{S,CD} = \dot{Z}_{exp} \quad (3.110)$$

$$C_{evap,ref}(\dot{B}_{U,DC} + \dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{Q,evap,ar}) - C_{S,ref}\dot{B}_{S,DC} = \dot{Z}_{evap} \quad (3.111)$$

$$C_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51} + \dot{B}_{Qui,a21} + \dot{B}_{Qui,51}) - C_{F,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32} + \dot{B}_{F,51}) - C_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,51}) - C_{Qui,ref}\dot{B}_{Qui,a21} - C_{evap,ref}\dot{B}_{Q,evap,ar} = 0 \quad (3.112)$$

$$C_{vent}(\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43} + \dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - C_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43}) = C_{ele}\dot{W}_{ele,vent} + \dot{Z}_{vent} \quad (3.113)$$

$$C_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14} + \dot{B}_{Qui,v14} + \dot{B}_{Qui,16}) - C_{U,ar}(\dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14}) - C_{F,ar}(\dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14}) - C_{Qui,ar}\dot{B}_{Qui,a14} = \dot{Z}_{sec} \quad (3.114)$$

$$C_{U,ref}(\dot{B}_{U,CB} + \dot{B}_{U,BA}) - C_{comp}\dot{B}_{U,AD} - C_{evap,ref}\dot{B}_{U,DC} = 0 \quad (3.115)$$

$$C_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14} + \dot{B}_{U,51}) - C_{vent}(\dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - C_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32}) = 0 \quad (3.116)$$

$$C_{F,ref}\dot{B}_{F,BA} - C_{comp}\dot{B}_{F,AD} - C_{evap,ref}\dot{B}_{F,DC} - C_{exp}\dot{B}_{F,CD} = 0 \quad (3.117)$$

$$C_{F,ar}(\dot{B}_{F,a21} + \dot{B}_{F,v21} + \dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14} + \dot{B}_{F,51}) - C_{vent}(\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43}) - C_{cond,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) = 0 \quad (3.118)$$

$$C_{S,ref}(\dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{F,AD} + \dot{B}_{F,CD}) - C_{cond,ref}\dot{B}_{S,BA} = 0 \quad (3.119)$$

$$C_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43} + \dot{B}_{S,a32} + \dot{B}_{S,v32}) - C_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14}) - C_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51}) = 0 \quad (3.120)$$

$$C_{Qui,ar}(\dot{B}_{Qui,a14} + \dot{B}_{Qui,v21}) - C_{sec}\dot{B}_{Qui,v14} - C_{evap,ar}\dot{B}_{Qui,a21} = 0 \quad (3.121)$$

3.7 ALOCAÇÃO DE CO₂-eq

A ACV do protótipo foi realizada no software SimaPro 8.3.0.0 (PréConsultants, 2016), que consiste em uma ferramenta profissional altamente especializada para ACV, para coletar, analisar e monitorar o desempenho ambiental de produtos, processos e serviços. Independente da complexidade da ACV, o SimaPro permite modelar e analisar de acordo com as ISO 14040 (2014a) e 14044 (2014b).

A base de dados escolhida para compor o inventário foi a Ecoinvent (ECOINVENT, 2015), que contém dados sobre produção de energia, transporte, materiais de construção, produção de produtos químicos e produção de metais.

Devido a preocupações com o aquecimento global, o método de avaliação de impacto ambiental adotado para este projeto foi o IPCC 2013 GWP100a, que contabiliza o total de emissões de Gases de Efeito Estufa (GEE), expressando o resultado em termos de carbono equivalente de dióxido de carbono (CO₂-eq) para um sistema definido ou atividade (INTERNATIONAL PANEL ON CLIMATE CHANGE - IPCC, 2007).

A composição material da bomba de calor está apresentada na tabela 4.

Tabela 4 - Composição material do protótipo.

Item	Equipamento	Peso (kg)	Composição material
01	Suporte	35,04	Aço Galvanizado
02	Caixa externa	5,86	Madeira
03	Chapa Inox e ventilador	3,15	Aço inoxidável
04	Tubulação para gás refrigerante	7,03	Cobre
05	Compressor	11,30	Aço
06	Fluido R-22	0,98	Diclorofluorometano
07	Condensadores	38,60	Alumínio
08	Válvula de expansão	1,00	Aço inoxidável
09	Motor elétrico	1,00	Aço

Para as emissões variáveis, aquelas associadas ao consumo de eletricidade de baixa tensão diretamente da rede elétrica, o ponto de partida foi Delgado e Carvalho (2016): a partir da base de dados EcoInvent v.3.2 (2016), processos foram adaptado para refletir o mix elétrico de geração do ano de 2001 e de 2006 a 2015. A matriz de geração considerada para o ano de 2015 seguiu a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (BRASIL, 2016), que no momento de redação desta dissertação, foi o documento mais recente. A Tabela 5 mostra os percentuais de geração de eletricidade, por fonte, no Brasil para o ano de 2015.

Tabela 5 - Percentuais de geração de eletricidade, por fonte, no Brasil (adaptado de DELGADO e CARVALHO, 2016).

	2015
Termelétricas	16,92%
Hidráulica	61,30%
Nuclear	1,32%
Biomassa	7,49%
Eólica	5,64%
Solar	0,02%
Outras	5,80%

De acordo com Delgado e Carvalho (2016), o processo de geração de eletricidade foi editado com os percentuais da matriz elétrica de 2015, acrescentando transmissão e

distribuição para consumo em baixa tensão. Uma vez definidas as emissões de GEE, o modelo termoeconomico foi adaptado para a alocação de emissão de CO₂-eq de cada fluxo.

O sistema de equações para alocação de emissão de CO₂-eq pode ser definido por meio de modificações do sistema de equações aplicado na definição dos custos monetários unitários. Para tanto as variáveis de custo monetário unitário (C) são substituídas por variáveis de emissão de CO₂-eq unitárias (Y), o custo monetário dos equipamentos (\dot{Z}) é substituído pela emissão de CO₂-eq associada ao ciclo de vida de cada componente por segundo ($\dot{C}O_2$), e o custo monetário associado ao consumo de energia elétrica (C_{ele}) é substituído pela emissão associada ao consumo de energia elétrica produzida no Brasil (Y_{ele}). Observa-se que emissões associadas a componentes auxiliares foram alocadas de forma igualitária nas unidades produtivas. Foi considerada ainda a necessidade de carga de gás refrigerante 5 vezes ao longo da vida útil do sistema. As Eqs. 3.122 à 3.135 apresentam o sistema de equações lineares que define as emissões unitárias.

$$Y_{comp}(\dot{B}_{U,AD} + \dot{B}_{F,AD}) - Y_{S,ref}\dot{B}_{S,AD} = Y_{ele}\dot{W}_{ele,comp} + \dot{C}O_{2,comp} \quad (3.122)$$

$$Y_{cond,ref}(\dot{B}_{U,BA} + \dot{B}_{Q,cond,ar}) - Y_{F,ref}\dot{B}_{F,BA} - Y_{U,ref}\dot{B}_{U,BA} = \dot{C}O_{2,cond} \quad (3.123)$$

$$Y_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32} + \dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - Y_{S,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) - Y_{cond,ref}\dot{B}_{Q,cond,ar} = 0 \quad (3.124)$$

$$Y_{exp}\dot{B}_{F,CD} - Y_{U,ref}\dot{B}_{U,CD} - Y_{S,ref}\dot{B}_{S,CD} = \dot{C}O_{2,exp} \quad (3.125)$$

$$Y_{evap,ref}(\dot{B}_{U,DC} + \dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{Q,evap,ar}) - Y_{S,ref}\dot{B}_{S,DC} = \dot{C}O_{2,evap} \quad (3.126)$$

$$Y_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51} + \dot{B}_{Qui,a21} + \dot{B}_{Qui,51}) - Y_{F,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32} + \dot{B}_{F,51}) - Y_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,51}) - Y_{Qui,ref}\dot{B}_{Qui,a21} - Y_{evap,ref}\dot{B}_{Q,evap,ar} = 0 \quad (3.127)$$

$$Y_{vent}(\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43} + \dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - Y_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43}) = Y_{ele}\dot{W}_{ele,vent} + \dot{C}O_{2,vent} \quad (3.128)$$

$$Y_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14} + \dot{B}_{Qui,v14} + \dot{B}_{Qui,16}) - Y_{U,ar}(\dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14}) - Y_{F,ar}(\dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14}) - Y_{qui,ar}\dot{B}_{Qui,a14} = \dot{C}O_{2,sec} \quad (3.127)$$

$$Y_{U,ref}(\dot{B}_{U,CB} + \dot{B}_{U,BA}) - Y_{comp}\dot{B}_{U,AD} - Y_{evap,ref}\dot{B}_{U,DC} = 0 \quad (3.129)$$

$$Y_{U,ar}(\dot{B}_{U,a21} + \dot{B}_{U,v21} + \dot{B}_{U,a14} + \dot{B}_{U,v14} + \dot{B}_{U,51}) - Y_{vent}(\dot{B}_{U,a43} + \dot{B}_{U,v43}) - Y_{cond,ar}(\dot{B}_{U,a32} + \dot{B}_{U,v32}) = 0 \quad (3.130)$$

$$Y_{F,ref}\dot{B}_{F,BA} - Y_{comp}\dot{B}_{F,AD} - Y_{evap,ref}\dot{B}_{F,DC} - Y_{exp}\dot{B}_{F,CD} = 0 \quad (3.131)$$

$$Y_{F,ar}(\dot{B}_{F,a21} + \dot{B}_{F,v21} + \dot{B}_{F,a14} + \dot{B}_{F,v14} + \dot{B}_{F,51}) - Y_{vent}(\dot{B}_{F,a43} + \dot{B}_{F,v43}) - Y_{cond,ar}(\dot{B}_{F,a32} + \dot{B}_{F,v32}) = 0 \quad (3.132)$$

$$Y_{S,ref}(\dot{B}_{F,DC} + \dot{B}_{F,AD} + \dot{B}_{F,CD}) - Y_{cond,ref}\dot{B}_{S,BA} = 0 \quad (3.133)$$

$$Y_{S,ar}(\dot{B}_{S,a43} + \dot{B}_{S,v43} + \dot{B}_{S,a32} + \dot{B}_{S,v32}) - Y_{sec}(\dot{B}_{S,a14} + \dot{B}_{S,v14}) - Y_{evap,ar}(\dot{B}_{S,a21} + \dot{B}_{S,v21} + \dot{B}_{S,51}) = 0 \quad (3.134)$$

$$Y_{Qui,ar}(\dot{B}_{Qui,a14} + \dot{B}_{Qui,v21}) - Y_{sec}\dot{B}_{Qui,v14} - Y_{evap,ar}\dot{B}_{Qui,a21} = 0 \quad (3.135)$$

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados e discussões da análise termodinâmica/exérgica, que permitiu determinar o fluxo de massa de água condensada, bem como estimar a remoção de umidade de substâncias no processo de secagem. Obtem-se também as eficiências exérgicas dos principais componentes do protótipo. Em seguida apresenta os resultados da análise termoeconômica com obtenção dos custos exérgicos unitários, custos monetários unitários e emissões associados aos produtos finais do sistema (água condensada no evaporador e retirada de umidade da substância).

4.1 ANÁLISE TERMODINÂMICA

A análise termodinâmica permitiu definir o fluxo de massa de água condensada e estimar a retirada de umidade no processo de secagem ($1,879 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$). Com base na PLT foi possível definir o COP do protótipo. A análise exérgica permitiu quantificar a destruição de exergia dos componentes do sistema e definir a eficiência exérgica de cada um dos dispositivos, bem como a eficiência exérgica do protótipo.

O coeficiente de performance da bomba de calor foi 2,9. O coeficiente de performance adaptado ao protótipo foi avaliado em 4,2. O coeficiente de performance de uma bomba de calor reversível operando entre os limites de temperatura do sistema foi avaliado em 40,76. A eficiência exérgica da bomba de calor foi avaliada em 10,12%.

Utilizando-se da consideração de que os produtos do sistema são representados pelas exergias químicas do condensado e da umidade absorvida pelo ar e que a exergia fornecida ao sistema é referente aos consumos de energia elétrica do compressor e ventilador a eficiência exergética do protótipo foi avaliada em 1,07%.

A tabela 6 apresenta a exergia total dos fluxos físicos do protótipo em kW.

Tabela 6 - Exergia dos fluxos físicos e suas componentes

	\dot{B}_T	\dot{B}_U	\dot{B}_F	\dot{B}_S	\dot{B}_{Qui}
1	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
2	0,0086	-0,3607	-0,1437	-0,5110	0,0021
3	0,0250	0,6909	0,2752	0,9432	0,0021
4	0,0354	0,8357	0,3330	1,1358	0,0021
5	0,0080	-0,0611	0,0000	-0,0619	0,0079
6	0,0079	0,4303	0,0262	0,4565	0,0079
A	1,5970	0,5211	0,0201	-1,0560	-
B	1,2540	-2,4650	-0,4794	-4,1990	-
C	1,0370	-2,5890	-0,3560	-3,9820	-
D	0,6646	-0,4286	-0,0927	-1,1860	-

A fig. 28 apresenta a distribuição percentual de destruição de exergia dos volumes de controle analisados.

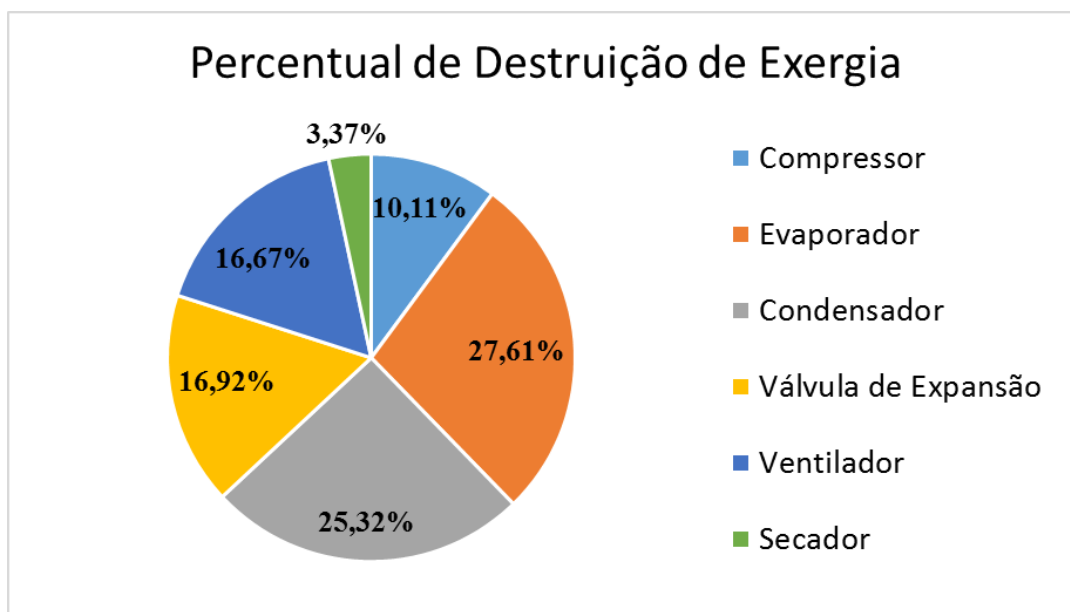


Figura 28 –Destruição de exergia percentual dos volumes de controle.

Verifica-se que os trocadores de calor são os principais responsáveis pela destruição de exergia do protótipo, e que o processo de secagem apresenta baixa contribuição para a destruição de exergia. A fig. 29 apresenta as eficiências exergéticas convencionais dos volumes de controle analisados.

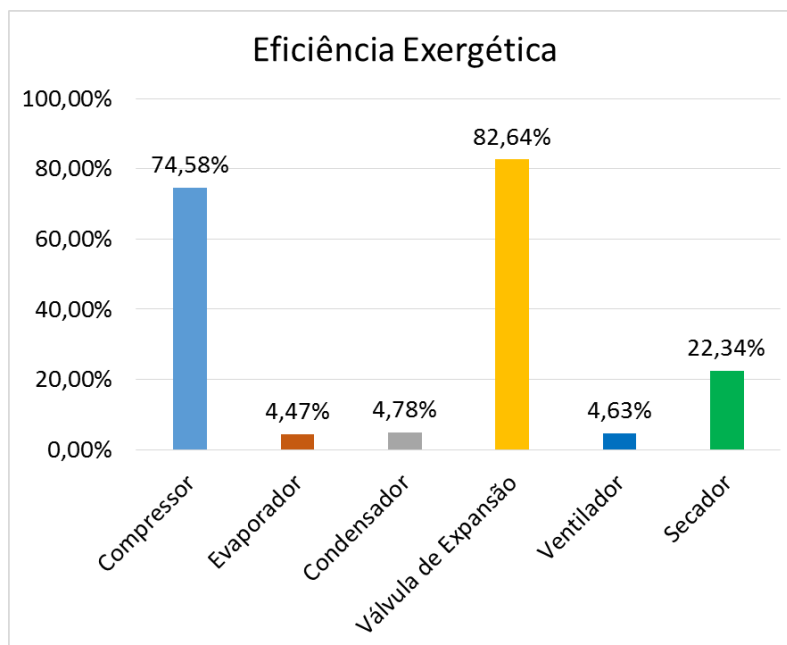


Figura 29 - Eficiência exergética dos componentes do protótipo.

A Tabela 7 apresenta resultados de eficiência exergética (%) avaliados para componentes de bombas de calor para pesquisas distintas.

Tabela 7 - Eficiências exergéticas de componentes de bomba de calor.

	Fortes (2017)	Erbay e Hepbasli (2014b)	Suleman, Dinçer e Agelin-Chaab (2014)	Ganjehsarabi, Dinçer e Gungor (2014)	Erbay e Hepbasli (2013)
Compressor	74,58	92,59	-	62,00	87,10
Evaporador	4,47	74,93	34,00	62,00	75,40
Condensador	4,78	47,95	60,30	79,00	77,75
Válvula de Expansão	82,64	76,54	-	71,00	-

Com base na Tabela 7 observa-se uma grande possibilidade na melhoria da eficiência dos trocadores de calor do sistema. Melhorias no isolamento térmico e melhor

dimensionamento dos trocadores de calor podem aumentar a eficiência do sistema neste aspecto.

Com base nos resultados da análise termodinâmica pode-se estimar uma taxa de remoção de umidade do protótipo de 0,46 kg de umidade retirada por kWh consumido. Maia (2014) operando com versão anterior do protótipo estimou a taxa de remoção de umidade em 0,68 kg/kWh. Taxas de remoção de umidade avaliadas em configurações experimentais de bombas de calor aplicadas a secagem analisadas por Mortezapour (2012), Sevik (2013), Sevik (2014), Monrahaj (2014) e Yahia (2016) apresentaram taxas de remoção de umidade conforme Tabela 8.

Tabela 8 - Taxas de Remoção de Umidade

	(kg/kWh)
Mortezapour (2012)	1,16
Sevik (2013)	0,26 a 0,92
Sevik (2014)	0,03 a 0,46
Monrahaj (2014)	0,79
Maia (2014)	0,68
Yahia (2016)	0,14
Fortes (2017)	0,46

4.2 ANÁLISE TERMOECONÔMICA

A tabela 9 apresenta os valores dos fluxos produtivos (kW) para o sistema analisado. Cada coluna está relacionada a uma das componentes da exergia (térmica, trabalho de fluxo, entrópica, química).

Tabela 9 - Fluxos produtivos associados às substâncias para o sistema analisado.

	U	F	S	Qui
$B_{a,21}$	0,3491	0,1399	0,4954	0,0255
$B_{a,32}$	1,0180	0,4079	1,4100	0,0000
$B_{a,43}$	0,1401	0,0562	0,1862	0,0000
$B_{a,14}$	0,8087	0,3242	1,1010	0,0255
$B_{v,21}$	0,0116	0,0038	0,0156	0,0235
$B_{v,32}$	0,0339	0,0111	0,0445	0,0000
$B_{v,43}$	0,0047	0,0015	0,0059	0,0000
$B_{v,14}$	0,0270	0,0088	0,0348	0,0235
B_{51}	0,0061	$3,999 \cdot 10^{-8}$	0,0062	0,0079
B_{16}	0,0000	0,0000	0,0000	0,0079
B_{BA}	3,1100	0,5186	3,2780	0,0000
B_{CB}	0,1306	0,1306	0,2306	0,0000
B_{DC}	2,287	0,2788	2,9600	0,0000
B_{AD}	0,9533	0,1092	0,0872	0,0000

Os fluxos produtivos associados ao consumo de energia elétrica do compressor e ventilador foram definidos em 1,250 kW e 0,225 kW respectivamente, e os fluxos produtivos associados ao fluxo térmico de exergia (associado ao calor) do COND_REF para o COND_AR ($\dot{B}_{Q,cond,ar}$) e do EVAP_REF para o EVAP_AR ($\dot{B}_{Q,evap,ar}$) foram calculados em 0,1966 kW e 0,0757 kW, respectivamente.

A tabela 10 apresenta a razão produto/insumo para cada uma das unidades produtivas analisadas.

Tabela 10 - Razão entre produto e insumo para as unidades produtivas avaliadas.

	Razão Produto/Insumo
<i>Comp</i>	0,7945
<i>Cond_{ref}</i>	0,9575
<i>Evap_{ref}</i>	0,8925
<i>Exp</i>	0,3616
<i>Cond_{ar}</i>	0,8909
<i>Evap_{ar}</i>	0,9031
<i>Vent</i>	0,4855
<i>Sec</i>	0,9770

A tabela 11 apresenta a estimativa de preço de aquisição dos componentes do sistema.

Tabela 11 - Preço de aquisição estimado dos componentes do protótipo.

	R\$	US\$
Z_{comp}	661,50	200,45
Z_{cond}	467,70	141,72
Z_{evap}	483,00	146,36
Z_{exp}	472,70	143,24
Z_{sec}	1250,00	378,79
Z_{vent}	4101,00	1242,72

O produto do preço de aquisição estimado com o fator de recuperação de capital ($1,331 \cdot 10^{-9} \text{ s}^{-1}$) e com o fator de manutenção (1,15) resulta nas taxas de custo monetário associadas a cada unidade produtiva, e estão apresentadas na tabela 12.

Tabela 12 – Taxa de custo monetário associado a cada uma das unidades produtivas.

	R\$/s	US\$/s
\dot{Z}_{comp}	$1,013 \cdot 10^{-6}$	$3,070 \cdot 10^{-7}$
\dot{Z}_{cond}	$7,160 \cdot 10^{-7}$	$2,170 \cdot 10^{-7}$
\dot{Z}_{evap}	$7,395 \cdot 10^{-7}$	$2,241 \cdot 10^{-7}$
\dot{Z}_{exp}	$6,607 \cdot 10^{-7}$	$2,002 \cdot 10^{-7}$
\dot{Z}_{sec}	$1,914 \cdot 10^{-6}$	$5,800 \cdot 10^{-7}$
\dot{Z}_{vent}	$1,903 \cdot 10^{-6}$	$5,760 \cdot 10^{-7}$

O custo unitário associado a energia elétrica foi calculado em $1,189 \cdot 10^{-4} \text{ R\$/kJ}$ ($3,603 \cdot 10^{-5} \text{ US\$/kJ}$). A resolução dos sistemas de equações está apresentada na tabela 13, onde se apresentam os custos exergéticos unitários e custos monetários unitários associados aos produtos de cada unidade produtiva e aos “produtos” de cada uma das junções-bifurcações.

Tabela 13 - Custos unitários associados aos produtos das unidades produtivas; K: Exergético, C: Monetário.

	P=K; (kW/kW)	P=C; (R\$/kJ)	P=C; (US\$/kJ)
P_{comp}	1,54	$6,06 \cdot 10^{-4}$	$1,84 \cdot 10^{-4}$
P_{cond}	4,44	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$5,30 \cdot 10^{-3}$
P_{evap}	4,98	$1,96 \cdot 10^{-3}$	$5,94 \cdot 10^{-4}$
P_{exp}	11,81	$4,65 \cdot 10^{-3}$	$1,41 \cdot 10^{-3}$
$P_{F,ref}$	5,97	$2,35 \cdot 10^{-3}$	$0,71 \cdot 10^{-3}$
$P_{U,ref}$	3,97	$1,56 \cdot 10^{-3}$	$4,73 \cdot 10^{-4}$
$P_{S,ref}$	4,44	$1,75 \cdot 10^{-3}$	$5,30 \cdot 10^{-4}$
$P_{cond,ar}$	93,09	$3,70 \cdot 10^{-2}$	$1,12 \cdot 10^{-2}$
$P_{evap,ar}$	91,03	$3,58 \cdot 10^{-2}$	$1,08 \cdot 10^{-2}$
P_{sec}	95,35	$3,75 \cdot 10^{-2}$	$1,14 \cdot 10^{-2}$
P_{vent}	90,61	$3,56 \cdot 10^{-2}$	$1,08 \cdot 10^{-2}$
$P_{F,ar}$	93,50	$3,68 \cdot 10^{-2}$	$1,12 \cdot 10^{-2}$
$P_{U,ar}$	93,02	$3,66 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^{-2}$
$P_{S,ar}$	94,35	$3,71 \cdot 10^{-2}$	$1,24 \cdot 10^{-2}$
$P_{qui,ar}$	93,10	$3,66 \cdot 10^{-2}$	$1,11 \cdot 10^{-2}$

Dando ênfase aos produtos finais do protótipo, água condensada e umidade retirada da matéria a ser desidratada, observa-se um custo exergético unitário de 91,03 kW/kW e 95,35 kW/kW respectivamente. Com relação ao custo monetário os valores são de $1,08 \cdot 10^{-2}$ US\$/kJ e $1,14 \cdot 10^{-2}$ US\$/kJ respectivamente.

Observa-se que o fluxo produtivo associado à condensação de água ($\dot{B}_{qui,51}$) foi avaliado em 0,007914, o que dividido pela vazão de água condensada resulta em 42,11 kJ por quilograma de água condensada. Multiplicando-se este valor pelo custo exergético unitário obtém-se a quantidade de exergia consumida pelo equipamento para a produção de um quilo de água, resultando em 3834,02 kJ. Fazendo analogia com relação a retirada de umidade da substância, observa-se que a retirada de 1 kg de umidade da substância requer um consumo de 4015,97 kJ. Com relação ao custo monetário observa-se que o custo de produção de 1 kg de água condensada é de US\$ 0,45 enquanto o custo de remoção de 1 kg de água da substância é de US\$ 0,48.

Há limitada literatura científica sobre análise termoeconômica em bombas de calor: trabalhos recentes incluem Gungor, Erbay e Hepbasli (2015), Erbay e Hepbasli (2014a), Ganjehsarabi, Dinçer e Gungor (2014), que realizaram análise termoeconômica de secador

por bomba de calor utilizando da metodologia da Exergoeconomia, que diferentemente da Teoria do Custo Exergético, foca seus resultados na definição dos custos associados à destruição de exergia.

Santos *et al.* (2012) realizaram análise termoeconômica de uma bomba de calor teórica utilizando o método UFS e obtiveram como resultado os custos exergéticos unitários para os produtos do compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, com valores de 1.181, 1.974, 3.091 e 2.010 respectivamente.

Lourenço *et al.* (2012) utilizaram do método UFS para a realização de análise termoeconômica de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor simples. Para os produtos do compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, foram obtidos valores de custo exergético unitário de 1.199, 2.054, 3.283 e 2.091 respectivamente.

Esta é a primeira vez que se realiza uma análise termoeconômica do protótipo de bomba de calor do CEAR/LES, portanto não há trabalhos anteriores para comparação, o que justifica a necessidade de realização de análises por meio de outras metodologias termoeconomicas.

4.2 ALOCAÇÃO DE CO₂-eq

As emissões de CO₂-eq foram definidas conforme Delgado e Carvalho (2016) com valor de 0,299 kg CO₂-eq/kWh para energia elétrica consumida no Brasil tomando como base a matriz energética do ano de 2015. O valor foi convertido para kg CO₂-eq/kJ resultando em $8.3055 \cdot 10^{-5}$ kg CO₂-eq/kJ.

Com relação às emissões associadas ao ciclo de vida dos componentes do protótipo, os resultados são apresentados na tabela 14. Observa-se que as emissões de CO₂-eq associadas ao fluido refrigerante estão contabilizadas considerando a realização de 5 possíveis cargas de gás ao longo dos 10 anos de vida útil considerados para o equipamento.

Tabela 14 - Emissões de CO₂-eq por componente do protótipo.

Item	Equipamento	Emissões (kg CO₂-eq)
01	Suporte	131,00
02	Caixa externa	0,92
03	Chapa Inox e Ventilador	15,40
04	Tubulação para gás refrigerante	55,00
05	Compressor	37,10
06	Fluido R-22	327,50
07	Condensadores	224,00
08	Válvula de expansão	4,62
09	Motor elétrico	5,84
TOTAL		539,38

Shah, Debella e Ries (2008) realizaram ACV de sistemas de aquecimento e resfriamento residencial (fornalha com ar condicionado, gerador de vapor com ar condicionado e bomba de calor) em quatro regiões dos Estados Unidos. Destacaram como fator dominante o consumo de energia elétrica. Verificaram que a bomba de calor apresentava maiores impactos em regiões onde grande parte da geração de energia elétrica era de origem de combustíveis fósseis e em regiões onde a geração de energia elétrica era de origem hidroelétrica o sistema por bomba de calor apresentava os menores impactos ambientais. Ainda existe pouca pesquisa associada à avaliação de ciclo de vida de bombas de calor/refrigeradores.

As taxas de emissão associadas às unidades produtivas foram definidas conforme tabela 15.

Tabela 15 – Taxas de emissão de CO₂-eq associadas às unidades produtivas.

	kg CO₂-eq/s
CO_{comp}	$8,530.10^{-7}$
CO_{cond}	$1,373.10^{-6}$
CO_{evap}	$1,373.10^{-6}$
CO_{exp}	$6,275.10^{-7}$
CO_{sec}	$1,505.10^{-6}$
CO_{vent}	$7,429.10^{-7}$

O resultado da resolução do sistema de equações lineares que aloca as emissões de CO₂-eq é apresentado na tabela 16.

Tabela 16 - Emissões unitárias associadas aos produtos das unidades produtivas.

	kg CO₂-eq/kJ
Y_{comp}	$1,215.10^{-4}$
Y_{cond}	$3,592.10^{-4}$
Y_{evap}	$4,030.10^{-4}$
Y_{exp}	$9,589.10^{-4}$
$Y_{F,ref}$	$4,837.10^{-4}$
$Y_{U,ref}$	$3,202.10^{-4}$
$Y_{S,ref}$	$3,592.10^{-4}$
$Y_{cond,ar}$	$0,769.10^{-2}$
$Y_{evap,ar}$	$0,745.10^{-2}$
Y_{sec}	$0,781.10^{-2}$
Y_{vent}	$0,742.10^{-2}$
$Y_{F,ar}$	$0,766.10^{-2}$
$Y_{U,ar}$	$0,762.10^{-2}$
$Y_{S,ar}$	$0,773.10^{-2}$
$Y_{qui,ar}$	$0,762.10^{-2}$

Com relação aos produtos finais do protótipo, água condensada e umidade retirada do produto a ser desidratado, observa-se que as emissões unitárias foram avaliadas em $0,745.10^{-2}$ kg CO₂-eq/kJ e $0,781.10^{-2}$ kg CO₂-eq/kJ respectivamente. Observa-se que para cada um quilograma de água condensada e um kg de umidade removida o protótipo emite 0,314 kg CO₂-eq e 0,329 kg CO₂-eq.

A alocação de emissões em sistemas multiproduto vem sendo recentemente bastante discutida. Destacam-se os trabalhos de Carvalho, Wohlgemuth e Lozano 2010,

Carvalho (2011), Carvalho *et al.* (2012), Lozano, Carvalho e Serra (2014), com foco na análise termoeconômica e aplicação de termoeconomia na alocação de cargas ambientais em sistemas de trigeração; Silva (2013), Silva e Oliveira (2014), Silva, Flórez-Orrego e Oliveira (2014) com foco na alocação de impactos ambientais baseados no conceito de exergia em processos de processamento do petróleo; Peiró (2010) na alocação de impactos ambientais baseada em exergia para o processo de produção de biodiesel; Santos (2015) e Santos *et al.* (2016) apresentando a aplicação de termoeconomia na alocação de emissão de CO₂-eq e Silva *et al.* (2017) na junção de Termoeconomia e ACV para alocação de impactos de desperdícios e insumos em sistemas multiproduto.

Porém para o caso específico da análise termoeconômica e avaliação de ciclo de vida de bombas de calor/refrigeradores, bem como junção de termoeconomia com ACV na alocação de impactos ambientais existe escassa literatura. Esta é a primeira vez que se aplica uma metodologia de alocação de emissões a este protótipo de bomba de calor do CEAR/LES, e portanto não há trabalhos anteriores do grupo de pesquisa para comparação.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÃO

Esta dissertação teve por objetivo realizar análise termodinâmica (energética/exergética), termoeconômica e ambiental de um protótipo de secador por bomba de calor, apresentando a adaptação do modelo termoeconômico na alocação de impactos ambientais, com ênfase na categoria de impacto de aquecimento global, quantificada por emissões de CO₂-eq.

Para a coleta de dados experimentais foi utilizado um sistema de instrumentação de baixo custo baseado em Arduino (ARDUINO, 2014). A instrumentação apresentou dados incoerentes levando a necessidade de se modelar o sistema com base nos dados disponíveis de pressão do ciclo frigorífico e considerações relativas aos graus de superaquecimento e subresfriamento do sistema. Para o ciclo do ar foram medidos: vazão de entrada de ar no sistema, temperatura e umidade relativa na entrada e saída do sistema. Tanto o ar seco, quanto a umidade presente no ar foram avaliados como gases ideais. A ausência de uma câmara de secagem e a necessidade de se fechar o ciclo termodinâmico do ar se fez necessário a modelagem de uma câmara de secagem, onde a remoção de umidade de matéria a ser desidratada foi tratada como uma adição de umidade no fluxo de ar na condição de saída do protótipo até atingir a condição de entrada.

Destaca-se que as estimativas feitas ao longo do trabalho introduzem erros de quantificação dos resultados, no entanto o foco que é a apresentação de uma metodologia de análise termodinâmica, termoeconômica e de alocação de impactos ambientais para sistemas

de refrigeração/bomba de calor considerando os processos psicrométricos do ar foi apresentado. Verifica-se a necessidade de um reprojeto do sistema, a fim de se atualizar componentes e dimensionar o sistema com base em uma carga de resfriamento e aquecimento necessária para desumidificar e aquecer o ar ambiente até atingir condições suficientes para promover o processo de secagem.

O projeto e implantação de uma câmara de secagem enriqueceria a pesquisa com a análise experimental do processo de secagem, bem como uma associação multidisciplinar entre a tecnologia de análise de alimentos e a tecnologia do processo de secagem. As substâncias desidratadas poderiam passar por análises de qualidade a fim de constatar a viabilidade técnica de implementação da bomba de calor no processo secagem

O modelo termodinâmico apresentou as eficiências exergéticas do sistema. Verificou-se uma baixa eficiência para os trocadores de calor, que pode estar associado a erros de projeto do sistema. O evaporador foi identificado como o volume de controle que mais contribuiu com a destruição de exergia do sistema.

A análise termoeconômica permitiu estimar os custos exergéticos unitários e custos monetários unitários associados aos produtos de cada unidade produtiva. A metodologia UFS que foi empregada, tem por vantagem a possibilidade de desagregação da exergia física de forma a caracterizar produto para dispositivos de expansão de forma coerente. Foi dado ênfase aos custos dos produtos finais do protótipo avaliados em US\$ 0,45 por quilograma de água condensada e US\$ 0,48 por quilograma de umidade retirada da substância a ser desidratada.

O modelo termoeconômico foi adaptado para realizar alocação de emissões de CO₂-eq associadas aos fluxos do sistema, com ênfase nas emissões associadas aos produtos finais do protótipo: 0,314 kg CO₂-eq por quilograma de água condensada e 0,329 kg CO₂-eq por quilograma de umidade removida o protótipo.

O desenvolvimento de protótipos poderia resultar na criação de secadores de pequeno porte, com boa eficiência energética e possibilidade de controle das condições de secagem, à um custo acessível (cerca de R\$ 7000,00) às comunidades que retiram seu sustento da agricultura de subsistência, possibilitando a agregação de valor aos produtos desenvolvidos nestas comunidades, possibilitando o maior desenvolvimento econômico

destas. Em comunidades que ainda sofrem com a seca, a umidade retirada do ar e das substâncias desidratadas poderiam ser reaproveitadas.

5.1 Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se a realização de análise do sistema proposto utilizando-se outras metodologias termoeconômicas (H&S, E&S) a fim de se comparar os resultados obtidos por tais metodologias.

Variações com relação aos parâmetros de vazão de ar, umidade relativa na entrada e temperatura de entrada podem ser feitas a fim de se verificar como as condições ambientais influem nas eficiências exergéticas e na formação dos custos de produção.

Sugere-se, mediante uma instrumentação robusta, verificar a influência das considerações realizadas com relação às temperaturas do ciclo frigorífico nos resultados que seriam obtidos por meio de dados completamente experimentais.

Sugere-se a realização de um estudo para verificar a influência da desagregação dos trocadores de calor em duas partes, bem como na influência da desagregação da mistura ar úmido em ar seco e umidade nos resultados que foram obtidos.

Com relação à baixa eficiência exergética dos trocadores de calor poderia ser realizado um estudo a fim de identificar o que tem ocasionado esta baixa eficiência.

Sugere-se ainda uma análise econômica mais refinada, baseada em índices de avaliação de investimento como Valor Presente Líquido, com busca de maiores detalhes sobre os custos de manutenção, operação e aquisição dos componentes, bem como considerações sobre taxa real, e possíveis incentivos por parte do governo. Poderia ser verificado o retorno potencial que a comercialização dos produtos desidratados traria ao proprietário do secador.

Um estudo de Avaliação Exergetica de Ciclo de Vida poderia ser realizado a fim de se verificar, ao longo da vida útil dos componentes, quais processos tem maior contribuição para a destruição de exergia. Análises de investimento podem ser realizadas para se verificar a viabilidade econômica de implantação de fontes de energia renováveis no secador. Poderia ser ainda realizada análise de viabilidade técnica de uso de painéis fotovoltaicos como fonte

de calor da bomba de calor e verificação de melhorias de eficiência de conversão fotovoltaica destes painéis quando resfriados pelo evaporador do equipamento.

REFERÊNCIAS

- ACCADIA, M. D.; DE ROSSI, F. **Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant.** The International Journal of Refrigeration, Vol 21, No 1 pp 42-54, 1998.
- ASSOCIACÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 14040.** 2014.
- ASSOCIACÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 14044.** 2014.
- ALTHOUSE, A. D.; TURNQUIST, C. H.; BRACCIANO, A. F. **Modern Refrigeration and Air Conditioning.** Tinley Park, Illinois, EUA: The Goodheart-Willcox Company, Inc., 2004.
- ALVES-FILHO, O. **Heat Pump Dryers - Theory, Design and Industrial Applications.** CRC Press, 2015.
- ANNAMALAI, K.; PURI, I. K.; JOG, M. A. **Advanced Thermodynamics Engineering.** 2 ed. CRC press, 2010.
- ARDUINO. **MEGA 2560 R3 Datasheet.** 2014.
- BALMER, Robert T. **Modern Engineering Thermodynamics.** Academic Press, 2010.
- BARE, J. C. et al. **Midpoints versus endpoints the sacrifices and benefits.** The International Journal of Life Cycle Assessment, v. 5, n. 6, p. 319, 2000.
- BEJAN, Adrian. **Advanced engineering thermodynamics.** John Wiley & Sons, 2016.
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Thermodynamics.** 7 ed. John Wiley e Sons, 2009.
- BCMINTERSERVICE, **Compressores rotativos,** 2017a. Disponível em: <
https://www.bcminterservice.com.br/produtos/0,73373_comp-rotativo-44r292agfjsc-12000-btu-220v-60hz1f-r22-d150-marca-elgin?utm_source=googleutm_medium=shopeutm_campaign=feedegclid=Cj0KEQjw6-

PJBRCO_br1qoOB4LABEiQAEkqcVZI7mtVpW6vXVx0X_bwBSs7gCVCzjx3AvVGV3OTUVyoaAmk48P8HAQ> Acesso em: 08 jun. 2017.

BCMINTERSERVICE, **Válvula de expansão termostática**, 2017b. Disponível em: <https://www.bcminterservice.com.br/produtos/0,60843_valvula-de-expansao-termostatica-tex2-n-rosca-marca-danfoss?utm_source=googleutm_medium=shopeutm_campaign=feedegclid=Cj0KEQjw6-

PJBRCO_br1qoOB4LABEiQAEkqcVaKmUnTSHZZJALb3BGcJPB3VUyqLkvse3Wp0hB3tQdIaAqh8P8HAQ> Acesso em: 08 jun. 2017.

BRASIL. **Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL**. Disponível em <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Acesso em 03/04/2016.

BRASIL. **Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL**. Disponível em: <http://relatorios.aneel.gov.br/_layouts/xlviewer.aspx?id=/RelatoriosSAS/RelSampRegCC.xlsx&Source=http://relatorios.aneel.gov.br/RelatoriosSAS/Forms/AllItems.aspx&DefaultItemOpen=1>. Acesso em 06/06/2017.

CARVALHO, M.; WOHLGEMUTH V.; LOZANO, M. A.; SERRA L. M. **Distribution of Resources And Allocation Of Environmental Loads Applied To Trigeneration Systems**. Lausanne: ECOS, 2010.

CARVALHO, M. **Thermoeconomic And Environmental Analyses For The SyntH&Sis Of Polygeneration Systems In The Residential-Commercial Sector**. Ph. D. TH&Sis. Department of Mechanical Engineering of the University of Zaragoza. Zaragoza, 2011.

CARVALHO, Monica et al. **Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads**. Environmental modelling & software, v. 30, p. 71-80, 2012.

CAVALCANTI, E. **Análise Exergoeconômica e Exergoambiental**, 2016.

ÇENGEL Y. A.; BOLES M., A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 5 ed. New York, EUA: McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL Y. A.; BOLES M., A. **Termodinâmica**. 7 ed. McGraw-Hill, 2013.

CHORIN, J. A.; MARSDEN, J. E. **A Mathematical Introduction to Fluid Mechanics**. 3 ed. Springer-Verlag New York Inc., 1990.

CORNELISSEN, R. L.; HIRS, G. G. **The Value of the Exergetic Life Cycle Assessment Besides the LCA**. Energy conversion and management 43 (2002) 1417–1424.

CURRAN, M. A. **Life Cycle Assessment Handbook: A Guide For Environmentally Sustainable Products**. John Wiley e Sons, 2012.

CURRAN, M. A. **Goal and Scope Definition in Life Cycle Assessment**. Springer, 2016.

DELGADO, D. B. M. CARVALHO, M. **Potencial Da Energia Solar Fotovoltaica Em Geração Distribuída Para Manutenção Da Pegada De Carbono Do Mix Elétrico Brasileiro**. Congresso Brasileiro de Gestão Ambiental e Sustentabilidade - Congestas, 2016.

DINÇER, I.; KANOGLU, Mehmet. **Refrigeration Systems and Applications**. 2 ed. John Wiley e Sons, 2011.

DINCER, I.; ROSEN, M. **Thermal energy storage systems and applications**. 2 ed. John Wiley e Sons, 2002.

DINÇER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy Analysis Of Heating, Refrigerating And Air Conditioning: Methods And Applications**. Elsevier, 2015.

DINCER, I.; ZAMFIRESCU, C. **Drying Phenomena Theory And Applications**. John Wiley e Sons, 2015.

DONG, Y. H.; NG, S. T.. **Comparing The Midpoint And Endpoint Approach&S Based On Recipe—A Study Of Commercial Buildings In Hong Kong**. The International Journal of Life Cycle Assess (2014) 19:1409–1423.

EASTOP, T. D.; MCCONKEY, A. **Applied Thermodynamics for Engineering Technologists**, 5 ed. Pearson Education Ltd, 2009.

ECOINVENT. **Database, version 3**, 2015. Disponível em: <<http://www.ecoinvent.ch>> Acesso em 21 de novembro de 2016.

ECOINVENT. **Base de dados**. 2016. Disponível em: <www.ecoinvent.ch> Acesso em 01 mar 2016.

ELETROFRIGOR, **Compressores rotativos**, 2017. Disponível em: <<http://www.eleetrofrigor.com.br/produto/762-compressor-12000-r22-220v-rotativo-rechi-44r292a-sem-protetor-termico-garantia-6-meses>> Acesso em: 08 jun. 2017.

ELETROLICOS, **Inversores de frequência**, 2017. Disponível em: <<http://www.eleetrolico.com.br/inversores-de-frequencia-cfw08-weg-p529>> Acesso em: 08 jun. 2017.

ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Advanced Exergy Analysis of a Heat Pump Drying System Used in Food Drying**. *Drying Technology*, 31: 802–810, 2013.

ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Advanced Exergoeconomic Evaluation of A Heat Pump Food Dryer**. *Biosystems Engineering*, v. 124, p. 29-39, 2014a.

ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying**. *Energy Conversion and Management* 78 (2014) 499–507, 2014b.

FAYOSE F.; HUAN, Z. **Heat Pump Drying of Fruits and Vegetables: Principles and Potentials for Sub-Saharan Africa**. Hindawi Publishing Corporation. *International Journal of Food Science*. Volume 2016, Article ID 9673029, 8 pages, 2015.

FERRER M. A.; LOZANO, M. A.; TOZER, R. **Thermoeconomics Applied to Air-Conditioning Systems**, *ASHRAE Transactions*; 2001; 107, Technology Collection pg. 638.

FLÓREZ-ORREGO, D.; OLIVEIRA JUNIOR, S. **On The Efficiency, Exergy Costs And CO2 Emission Cost Allocation For An Integrated Syngas And Ammonia Production Plant**. *Energy* 117 (2016) 341-360.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A.T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 7 ed. LTC. 2011.

GANJEHSARABI, H.; DINCER, I.; GUNGOR, A. - **Exergoeconomic Analysis of a Heat Pump Tumbler Dryer**. *Drying Technology: An International Journal*, 32:3, 352-360, 2014.

GRAHL, B.; KLOPFER, W. **Life Cycle Assessment (LCA): A Guide To Best Practice**. John Wiley e Sons, 2014.

GRILO, M. M. S. **Análises Termodinâmica, Ambiental e Econômica de uma Bomba de Calor para Secagem de Alimentos**. João Pessoa, 2017. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Energias Renováveis do Centro de Energias Alternativas e Renováveis da Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 2017.

GUINÉE, J. **Handbook on life cycle assessment—operational guide to the ISO standards**. *The international journal of life cycle assessment*, v. 6, n. 5, p. 255-255, 2001.

GUINÉE, J. B. **Handbook On Life Cycle Assessment: Operational Guide To The ISO Standards**. Kluwer Academic Publishers, 2002.

GUNGOR, A.; ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Exergoeconomic Analyses Of A Gas Engine Driven Heat Pump Drier And Food Drying Process**. *Energy* 88 (2011) 2677–2684.

GUNGOR, A.; ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Exergoeconomic (thermoeconomic) analysis and performance assessment of a gas engine–driven heat pump drying system based on experimental data**. *Drying Technology*, v. 30, n. 1, p. 52-62, 2012.

GUNGOR, A.; ERBAY, Z.; HEPBASLI, A. **Advanced exergoeconomic analysis of a gas engine heat pump (GEHP) for food drying processes**. *Energy Conversion and Management*, v. 91, p. 132-139, 2015.

HAUSCHILD, M. Z.; HUIJBREGTS, M. A. J. **Life Cycle Impact Assessment**. Dordrecht. The Netherlands Springer, 2015.

HEPBASLI, A.; COLAK, N.; HANCIOGLU, E.; ICIER F.; ERBAY, Z. **Exergoeconomic Analysis of Plum Drying in a Heat Pump Conveyor Dryer**. *Drying Technology*, 28: 1385–1395, 2010.

HORLOCK, John Harold. **Combined heat and power**. Krieger, 1987.

HUNDY, Guy F.; TROTT, Albert Runcorn; WELCH, T. C. **Refrigeration and Air-conditioning**. Butterworth-Heinemann, 2008.

ICEL MANAUS. **Manual De Instruções do Termo-Higrômetro Modelo Ht-210**. 2016.

ICEL MANAUS, **Manual De Instruções do Anemômetro Modelo An-3030**. 2017.

IPCC – Intergovernmental Panel on Climate Change. **Relatório IPCC/ONU Novos cenários climáticos**, 2007. Disponível em: <www.ecolatina.com.br/pdf/ipcc-completo.pdf> Acesso em 21 de novembro de 2016.

KAMINSKI, D. A.; JENSEN, M. K. **Introduction to Thermal and Fluids Engineering**. New York: John Wiley e Sons, 2005.

KEMP, I. C. **Fundamentals Of Energy Analysis Of Dryers**. *Modern Drying Technology*, v. 4, p. 1-46, 2011.

KLÖPPFER, W. **Background and Future Prospects in Life Cycle Assessment**. Springer, 2014.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal power analysis**. Tiptree, Essex, Great Britain: Anchor Brendon Ltd, 1985.

KREITH, F. **The CRC Handbook of Thermal Engineering**. Boca Raton, Florida, EUA: CRC press, 1999.

LEITE, D. F. Q. **Análise De Uma Bomba De Calor Para Desumidificação E Aquecimento Do Ar**. Trabalho De Conclusão De Curso. Curso de Engenharia Mecânica. Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 2015.

LOURENÇO, A. B.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. **Application Of An Alternative Thermoeconomic Approach To Two Benchmark Refrigeration Cycles.** 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering. Rio de Janeiro, RJ, Brazil. November 18-22, 2012.

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.

LOURENÇO, A. B. **Uma Abordagem Termoeconômica Sistemática Para Modelagem De Ciclos Termodinâmicos.** Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Energia. Universidade Federal Do ABC. Santo André, 2016.

LOZANO, M. A.; VALERO, A.; GUALLAR, J. **Teoria del coste exerético, I. Conceptos básicos.** Zaragoza, Espanha. Publicação interna da Universidad de Zaragoza, 1989.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. **Teoria del coste exerético, II. Aplicacion a pruebas de rendimiento.** Zaragoza, Espanha: Publicação interna da Universidad de Zaragoza, 1989.

LOZANO, M. A.; VALERO, A.; SERRA, L. **Theory of exergetic cost and thermoeconomic optimization.** Zaragoza, Espanha: Publicação interna da Universidad de Zaragoza 1993.

LOZANO, M. A.; CARVALHO, M.; SERRA, L. M. **Allocation Of Economic Costs In Trigeration Systems At Variable Load Conditions.** Energy and Buildings 43 (2011) 2869–2881.

LOZANO, M. A.; CARVALHO, M.; SERRA, L. M. **Tackling Environmental Impacts In Simple Trigeration Systems Operating Under Variable Conditions.** The International Journal of Life Cycle Assess (2014) 19:1087–1098.

LUIZ, M. R. **Estudo Teórico e Experimental de Secagem de Tomate (*Lycopersicon esculentum*).** Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 2012.

MAIA, N. L. **Análise Energética E Exergética De Uma Bomba De Calor Para Desumidificação E Aquecimento Do Ar**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal da Paraíba, 2014.

MERCADO LIVRE, **Condensador tubos de cobre**, 2017a. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-712183705-condensador-tubo-de-cobre-ar-condicionado-janela-consul-w107-_JM> Acesso em: 08 jun. 2017.

MERCADO LIVRE, **Válvula de expansão termostática**, 2017d. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-868108085-valvula-expanso-termostatica-tex2-r22-danfoss-068z3-454-_JM?source=gps> Acesso em: 08 jun. 2017.

MERCADO LIVRE, **Válvula de expansão termostática**, 2017e. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-843995967-valvula-termostatica-de-expanso-danfoss-tex2-068z3209-_JM?source=gps> Acesso em: 08 jun. 2017.

MERCADO LIVRE, **Evaporador de ar condicionado**, 2017b. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-712185060-evaporador-ar-condicionado-consul-janela-ccc10-cci10-ccy10-_JM?source=gps> Acesso em: 08 jun. 2017.

MERCADO LIVRE, **Evaporador de ar condicionado**, 2017c. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-805057589-evaporador-ar-condicionado-janela-consul-326030595-_JM?source=gps> Acesso em: 08 jun. 2017.

MERCADO LIVRE, **Inversores de frequência**, 2017f. Disponível em: <http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-830577372-m948-inversor-de-frequncia-weg-cfw08-05-hp-220v-_JM> Acesso em: 08 jun. 2017.

MINEA, V. **Advances in Heat Pump-Assisted Drying Technology**. CRC Press, 2016.

MOHANRAJ, M. **Performance of a solar-ambient hybrid source heat pump drier for copra drying under hot-humid weather conditions**. Energy for Sustainable Development, v.23, p.165-169, 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of engineering Thermodynamics**. 7 ed. John Wiley e Sons, 2011.

MORTEZAPOUR, H. et al. **Saffron drying with a heat pump–assisted hybrid photovoltaic–thermal solar dryer**. *Drying Technology*, v.30, n.6, p.560-566, 2012.

MUJUMDAR, A. S. **Handbook of Industrial Drying**. 4 ed. CRC press, 2014.

MURATA. **NTC Thermistors**. Catálogo de Produtos, 2016.

NAG, P. K. **Basic And Applied Thermodynamics**. Tata McGraw-Hill, 2006.

NNASCIMENTO, **Inversores de frequência**, 2016. Disponível em: <<http://www.nnascimento.com.br/p/10413493/Inversor+de+Frequencia+WEG+CFW-08+2,6A+Monofasico+220V+-+0,50+CV>> Acesso em: 08 jun. 2017.

OLIVEIRA JUNIOR, S. **Exergy: Production, Cost and Renewability**. Springer Science e Business Media, 2012.

PEIRÓ, L. T.; LOMBARDI L.; MÉNDEZ G. V.; DURANY, X. G. **Life Cycle Assessment (LCA) And Exergetic Life Cycle Assessment (ELCA) Of The Production Of Biodiesel From Used Cooking Oil (UCO)**, *Energy* 35 (2010) 889–893.

POLIPARTES, **Condensadores de ar**, 2017a. Disponível em: <<http://www.polipartes.com.br/condensador-ar-condicionado-janela-consul-ccn07bb-w10403636/p>> Acesso em: 08 jun. 2017.

POLIPARTES, **Condensadores de ar pequenos**, 2017b. Disponível em: <<http://www.polipartes.com.br/condensador-pequeno-ar-condicionado-janela-consul-326047328-326047328/p>> Acesso em: 08 jun. 2017.

POLIPARTES, **Evaporador de ar condicionado**, 2017c. Disponível em: <<http://www.polipartes.com.br/evaporador-ar-consicionado-janela-consul-326030595-326030595/p>> Acesso em: 08 jun. 2017.

PRÉ CONSULTANTS, **SimaPro software**, 2015. Disponível em: <<http://www.simapro.nl>> Acesso em: 01 mar. 2016.

SHAH, Viral P.; DEBELLA, David Col; RIES, Robert J. **Life cycle assessment of residential heating and cooling systems in four regions in the United States.** Energy and buildings, v. 40, n. 4, p. 503-513, 2008.

SAMATEC, **Compressores rotativos**, 2017. Disponível em: <
http://www.samatec.com.br/compressor-rotativo-12000-btus-220v/p?idsku=2001302egclid=Cj0KEQjw6-PJBRCO_br1qoOB4LABEiQAEkqcVRf73p_NtjKWvGFkFwCQjXHB23Wi38ZHoZ0qkEjASrQaAotW8P8HAQ> Acesso em: 08 jun. 2017.

SANTOS, J.; NASCIMENTO, M.; LORA, E.; REYES, A. M. **On The Negentropy Application in Thermoconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow?** International Journal of Thermodynamics Vol. 12 (No. 4), pp. 163-176, December 2009.

SANTOS, R. G. **Avaliação Dos Modelos Termodinâmicos E Abordagem Da Alocação De CO₂ Em Termoeconomia.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Vitória, 2015.

SANTOS, R. G.; FARIA, P. R.; SANTOS, J. J. C. S.; SILVA, J. A. M.; FLOREZ-ORREGO, D. **Thermoeconomic modeling for CO₂ allocation in steam and gasturbine cogeneration systems.** Energy 117 (2016) 590e603.

SERRA, L. **Optimización exergoeconómica de sistemas térmicos.** Tese de Doutorado. Ph. D. TH&Sis, Department of Mechanical Engineering, Universidad de Zaragoza, 1994.

ŞEVIK, S.; AKTAS, M.; DOGAN, H.; KOÇAK, S. **Mushroom drying with solar assisted heat pump system.** Energy Conversion and Management, v.72, p. 171-178, 2013.

ŞEVIK, S. **Experimental investigation of a new design solar-heat pump dryer under the different climatic conditions and drying behavior of selected products.** Solar Energy, v.105, p. 190-205, 2014.

SILVA, J. A. M. **Desempenho Exergo-Ambiental Do Processamento De Petróleo E Seus Derivados.** 2013. Tese de Doutorado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2013.

SILVA, Julio AM; FLÓREZ-ORREGO, Daniel; OLIVEIRA, S. **An exergy based approach to determine production cost and CO 2 allocation for petroleum derived fuels.** Energy, v. 67, p. 490-495, 2014.

SILVA, J. A. M.; OLIVEIRA, S. **An exergy-based approach to determine production cost and CO 2 allocation in refineries.** Energy, v. 67, p. 607-616, 2014.

SILVA, J. A. M.; SANTOS, J. J. C. S.; CARVALHO, M.; OLIVEIRA JUNIOR S. **On The Thermo-economic And LCA Methods For Waste And Fuel Allocation In Multiproduct Systems.** Energy 127 (2017) 775-785.

SINGH, O. **Applied Thermodynamics.** 3 ed. New Age International, 2009.

SULEMAN, F.; DINCER, I.; AGELIN-CHAAB, M. **Energy And Exergy Analyses Of An Integrated Solar Heat Pump System.** Applied Thermal Engineering 73 (2014) 559-566.

TEINIRANTA, L. **Heating and Cooling with a Heat Pump.** Master's TH&Sis in Applied Physics (Master's Degree Program in Renewable Energy). Jyväskylä: UNIVERSITY OF JYVÄSKYLÄ, 2010.

TROTT, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration and air conditioning.** 3 ed. Linacre House, Jordan Hill, Oxford, Great Britain: Butterworth-Heinemann, 1999.

WALL, Göran. **Thermo-economic Optimization Of A Heat Pump System.** Energy, v. 11, n. 10, p. 957-967, 1986.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration.** 2 ed. McGraw-Hill, 2000.

WHITMAN, B.; JOHNSON, W. M.; TOMCZYK, J. A.; SILBERSTEIN, E. **Refrigeration and Air Conditioning Technology.** 7 ed. Cengage. Learning, 2012.

YAHYA, M. **Design and Performance Evaluation of a Solar Assisted Heat Pump Dryer Integrated with Biomass Furnace for Red Chilli.** International Journal of Photoenergy, ID 8763947, 14 p., 2016.

YOUNG, D. F.; MUNSON, B. R.; OKIISHI, T. R.; HUEBSCH, W. W. **A brief introduction to fluid mechanics.** John Wiley e Sons, 2010.

ZALEWSKI, Wojciech; NIEZGODA-ŻELASKO, Beata; LITWIN, Marek. **Optimization of evaporative fluid coolers.** International Journal of Refrigeration, v. 23, n. 7, p. 553-565, 2000.

APÊNDICE A

{ ANÁLISE TERMOECONÔMICA E AMBIENTAL DE UM SECADOR POR BOMBA DE CALOR }

{ 1. DADOS DE ENTRADA }

"1.1 Estado Morto"

$T_0=303,15$
 $P_0=101,315$
 $RH_0=0,74$

"1.2 Dados de Entrada do Ar"

$RH_4=0,24$
 $T_4 = 321,15$
 $m_{dot_1}=0,064$
 $R_a=0,287$
 $R_v=0,461$
 $Cp_a=1,003$
 $Cp_v=1,872$
 $Cv_a=Cp_a-R_a$
 $Cv_v=Cp_v-R_v$

"1.3 Dados de Entrada da Bomba de Calor"

$P_A=2350$
 $P_C=350$
 $W_{ele_comp}=1,25$
 $Eta_{iso_comp}=0,9$
 $Eta_{ele_comp}=0,85$
 $W_{ele_vent}=0,225$
 $Eta_{ele_vent}=0,9$

{ 2. DEFINIÇÃO DOS ESTADOS TERMODINÂMICOS }

"2.1 CIRCUITO DE REFRIGERANTE - R22"

"2.1.1 ESTADO DE REFERÊNCIA DO REFRIGERANTE"

$v_{R_0}=VOLUME(R22;T=T_0;P=P_0)$
 $f_{R_0}=P_0*v_{R_0}$
 $u_{R_0}=INTENERGY(R22;T=T_0;P=P_0)$
 $h_{R_0}=ENTHALPY(R22;T=T_0;P=P_0)$
 $s_{R_0} = ENTROPY(R22;T=T_0;P=P_0)$

"2.1.2 ESTADO A - ENTRADA DO CONDENSADOR"

$v_A=VOLUME(R22;H=h_A;P=P_A)$
 $f_A =P_A*v_A$
 $T_{A_s}=TEMPERATURE(R22;s=s_D;P=P_A)$

$u_A = \text{INTENERGY}(R22; H=h_A; P=P_A)$
 $h_{As} = \text{ENTHALPY}(R22; S=s_D; P=P_A)$
 $h_{A_vs} = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_A; X=1)$
 $h_{A_ls} = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_A; X=0)$
 $s_A = \text{ENTROPY}(R22; h=h_A; P=P_A)$
 $T_A = \text{TEMPERATURE}(R22; h=h_A; P=P_A)$
 $T_{A_sat} = T_SAT(R22; P=P_A)$
 $B_{F_A} = m_dot_R * (f_A - f_{R_0})$
 $B_{U_A} = m_dot_R * (u_A - u_{R_0})$
 $B_{S_A} = m_dot_R * T_0 * (s_A - s_{R_0})$
 $B_A = B_{F_A} + B_{U_A} - B_{S_A}$

"2.1.3 ESTADO B - ENTRADA DA VALVULA DE EXPANSÃO"

$P_B = P_A$
 $T_B = T_SAT(R22; P=P_B) - 4$
 $T_{B_sat} = T_SAT(R22; P=P_B)$
 $v_B = \text{VOLUME}(R22; T=T_B; P=P_B)$
 $f_B = P_B * v_B$
 $u_B = \text{INTENERGY}(R22; T=T_B; P=P_B)$
 $h_B = \text{ENTHALPY}(R22; T=T_B; P=P_B)$
 $h_{B_ls} = \text{ENTHALPY}(R22; X=1; P=P_B)$
 $s_B = \text{ENTROPY}(R22; T=T_B; P=P_B)$
 $B_{F_B} = m_dot_R * (f_B - f_{R_0})$
 $B_{U_B} = m_dot_R * (u_B - u_{R_0})$
 $B_{S_B} = m_dot_R * T_0 * (s_B - s_{R_0})$
 $B_B = B_{F_B} + B_{U_B} - B_{S_B}$

"2.1.4 ESTADO C - ENTRADA DO EVAPORADOR"

$T_C = T_SAT(R22; P=P_D)$
 $v_C = \text{VOLUME}(R22; P=P_C; H=h_C)$
 $f_C = P_C * v_C$
 $u_C = \text{INTENERGY}(R22; P=P_C; H=h_C)$
 $h_C = h_B$
 $h_{C_vs} = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_C; X=1)$
 $h_{C_ls} = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_C; X=0)$
 $s_C = \text{ENTROPY}(R22; P=P_C; H=h_C)$
 $B_{F_C} = m_dot_R * (f_C - f_{R_0})$
 $B_{U_C} = m_dot_R * (u_C - u_{R_0})$
 $B_{S_C} = m_dot_R * T_0 * (s_C - s_{R_0})$
 $B_C = B_{F_C} + B_{U_C} - B_{S_C}$

"2.1.5 ESTADO D - ENTRADA DO COMPRESSOR"

$P_D = P_C$
 $T_D = T_SAT(R22; P=P_D) + 4$
 $T_{D_sat} = T_SAT(R22; P=P_D)$
 $v_D = \text{VOLUME}(R22; T=T_D; P=P_D)$
 $f_D = P_D * v_D$
 $u_D = \text{INTENERGY}(R22; T=T_D; P=P_D)$
 $h_D = \text{ENTHALPY}(R22; T=T_D; P=P_D)$
 $h_{D_vs} = \text{ENTHALPY}(R22; X=1; P=P_D)$
 $s_D = \text{ENTROPY}(R22; T=T_D; P=P_D)$

$$\begin{aligned}
 B_{F,D} &= m_{\text{dot}} R (f_D - f_{R,0}) \\
 B_{U,D} &= m_{\text{dot}} R (u_D - u_{R,0}) \\
 B_{S,D} &= m_{\text{dot}} R T_0 (s_D - s_{R,0}) \\
 B_D &= B_{F,D} + B_{U,D} - B_{S,D}
 \end{aligned}$$

"2.2 CIRCUITO DE AR"

"2.2.1 ESTADO 0 - ESTADO DE REFERÊNCIA DO AR"

$$\begin{aligned}
 P_{\text{sat}0} &= P_{\text{SAT}}(\text{Water}; T=T_0) \\
 P_{v0} &= w_0 * P_{a0} / 0,622 \\
 P_{a0} &= P_0 - P_{v0} \\
 Y_{v0} &= P_{v0} / P_0 \\
 Y_{a0} &= P_{a0} / P_0 \\
 w_0 &= \text{HUMRAT}(\text{AirH2O}; T=T_0; P=P_0; R=\text{RH}_0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{a0} &= \text{INTENERGY}(\text{Air}; T=T_0) \\
 v_{a0} &= \text{VOLUME}(\text{Air}; T=T_0; P=P_0) \\
 f_{a0} &= P_0 * v_{a0} \\
 h_{a0} &= \text{ENTHALPY}(\text{Air}; T=T_0) \\
 s_{a0} &= \text{ENTROPY}(\text{Air}; T=T_0; P=P_0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{v0} &= \text{INTENERGY}(\text{H2O}; T=T_0) \\
 v_{v0} &= \text{VOLUME}(\text{H2O}; T=T_0; P=P_0) \\
 f_{v0} &= P_0 * v_{v0} \\
 h_{v0} &= \text{ENTHALPY}(\text{H2O}; T=T_0) \\
 s_{v0} &= \text{ENTROPY}(\text{H2O}; T=T_0; P=P_0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{w0} &= \text{INTENERGY}(\text{water}; T=T_0; P=P_0) \\
 v_{w0} &= \text{VOLUME}(\text{water}; T=T_0; P=P_0) \\
 f_{w0} &= h_{w0} - u_{w0} \\
 h_{w0} &= \text{ENTHALPY}(\text{water}; T=T_0; P=P_0) \\
 s_{w0} &= \text{ENTROPY}(\text{water}; T=T_0; P=P_0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{w00} &= \text{INTENERGY}(\text{water}; T=T_0; P=P_{v0}) \\
 v_{w00} &= \text{VOLUME}(\text{water}; T=T_0; P=P_{v0}) \\
 f_{w00} &= h_{w00} - u_{w00} \\
 h_{w00} &= \text{ENTHALPY}(\text{water}; T=T_0; P=P_{v0}) \\
 s_{w00} &= \text{ENTROPY}(\text{water}; T=T_0; P=P_{v0})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u_{w02} &= \text{INTENERGY}(\text{Water}; T=T_0; X=1) \\
 v_{w02} &= \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_0; X=1) \\
 f_{w02} &= h_{w02} - u_{w02} \\
 h_{w02} &= \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1) \\
 s_{w02} &= \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1)
 \end{aligned}$$

"2.2.2 ESTADO 1 - ENTRADA DO EVAPORADOR"

$$\begin{aligned}
 T_1 &= T_0 \\
 P_1 &= P_0 \\
 \text{RH}_1 &= \text{RH}_0
 \end{aligned}$$

```

P_sat1=P_SAT(Water;T=T_1)
P_v1=w_1*P_a1/0,622
P_a1=P_1-P_v1
Y_v1=P_v1/P_1
Y_a1=P_a1/P_1
P_v01=w_1*P_a01/0,622
P_a01=P_0-P_v01
Y_v01=P_v01/P_0
Y_a01=P_a01/P_0
w_1=HUMRAT(AirH2O;T=T_1;P=P_1;R=RH_1)
m_dot_a1+m_dot_v1=m_dot_1
m_dot_v1=m_dot_a1*w_1
u_1=INTENERGY(AirH2O;T=T_1;P=P_1;w=w_1)
h_1=ENTHALPY(AirH2O;T=T_1;P=P_1;w=w_1)
s_1=ENTROPY(AirH2O;T=T_1;P=P_1;w=w_1)

```

```

B_U_a1=m_dot_a1*Cv_a*(T_1-T_0)
B_F_a1=m_dot_a1*R_a*(T_1-T_0)
B_S_a1=m_dot_a1*T_0*(Cp_a*ln(T_1/T_0)-R_a*ln(P_1/P_0))
B_Q_a1=m_dot_a1*R_a*T_0*ln(Y_a1/Y_a0)
B_a1=B_U_a1+B_F_a1-B_S_a1+B_Q_a1

```

```

B_U_v1=m_dot_v1*Cv_v*(T_1-T_0)
B_F_v1=m_dot_v1*R_v*(T_1-T_0)
B_S_v1=m_dot_v1*T_0*(Cp_v*ln(T_1/T_0)-R_v*ln(P_1/P_0))
B_Q_v1=m_dot_v1*R_v*T_0*ln(Y_v1/Y_v0)
B_v1=B_U_v1+B_F_v1-B_S_v1+B_Q_v1

```

```

B_1=B_v1+B_a1
B_11=m_dot_a1*((Cp_a+w_1*Cp_v)*T_0*((T_1/T_0)-1-
ln(T_1/T_0))+1+1,608*w_1)*R_a*T_0*ln(P_1/P_0)+R_a*T_0*(ln((1+1,608*w_0)/(1+1,
608*w_1))+1,608*w_1*ln((w_1/w_0)*(1+1,608*w_0)/(1+1,608*w_1))))

```

"2.2.3 ESTADO 2 - ENTRADA DO CONDENSADOR"

```

P_2=P_0
T_2=TEMPERATURE(AirH2O;w=w_2;P=P_2;R=1)
P_sat2=P_SAT(Water;T=T_2)
P_v2=w_2*P_a2/0,622
P_a2=P_2-P_v2
Y_v2=P_v2/P_2
Y_a2=P_a2/P_2
P_v02=w_2*P_a02/0,622
P_a02=P_0-P_v02
Y_v02=P_v02/P_0
Y_a02=P_a02/P_0
w_2=w_4
m_dot_a2=m_dot_a1
m_dot_a2+m_dot_v2=m_dot_2
m_dot_v2=m_dot_a2*w_2

```

$$\begin{aligned}u_2 &= \text{INTENERGY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; P=P_2; w=w_2) \\h_2 &= \text{ENTHALPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; P=P_2; w=w_2) \\s_2 &= \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; P=P_2; w=w_2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_{U_a2} &= m_{\dot{a}2} * C_{v_a} * (T_2 - T_0) \\B_{F_a2} &= m_{\dot{a}2} * R_a * (T_2 - T_0) \\B_{S_a2} &= m_{\dot{a}2} * T_0 * (C_{p_a} * \ln(T_2/T_0) - R_a * \ln(P_2/P_0)) \\B_{Q_a2} &= m_{\dot{a}2} * R_a * T_0 * \ln(Y_{a2}/Y_{a0}) \\B_{a2} &= B_{U_a2} + B_{F_a2} - B_{S_a2} + B_{Q_a2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_{U_v2} &= m_{\dot{v}2} * C_{v_v} * (T_2 - T_0) \\B_{F_v2} &= m_{\dot{v}2} * R_v * (T_2 - T_0) \\B_{S_v2} &= m_{\dot{v}2} * T_0 * (C_{p_v} * \ln(T_2/T_0) - R_v * \ln(P_2/P_0)) \\B_{Q_v2} &= m_{\dot{v}2} * R_v * T_0 * \ln(Y_{v2}/Y_{v0}) \\B_{v2} &= B_{U_v2} + B_{F_v2} - B_{S_v2} + B_{Q_v2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_2 &= B_{a2} + B_{v2} \\B_{22} &= m_{\dot{a}2} * ((C_{p_a} + w_2 * C_{p_v}) * T_0 * ((T_2/T_0) - 1 - \ln(T_2/T_0)) + (1 + 1,608 * w_2) * R_a * T_0 * \ln(P_2/P_0) + R_a * T_0 * (\ln((1 + 1,608 * w_0)/(1 + 1,608 * w_2)) + 1,608 * w_2 * \ln((w_2/w_0) * (1 + 1,608 * w_0)/(1 + 1,608 * w_2))))\end{aligned}$$

"2.2.4 ESTADO 3 - ENTRADA DO VENTILADOR"

$$\begin{aligned}P_3 &= P_0 \\P_{\text{sat}3} &= P_{\text{SAT}}(\text{Water}; T=T_3) \\RH_3 &= w_3 * P_{a3} / (0,622 * P_{\text{sat}3}) \\P_{v3} &= w_3 * P_{a3} / 0,622 \\P_{a3} &= P_3 - P_{v3} \\Y_{v3} &= P_{v3} / P_3 \\Y_{a3} &= P_{a3} / P_3 \\P_{v03} &= w_3 * P_{a03} / 0,622 \\P_{a03} &= P_0 - P_{v03} \\Y_{v03} &= P_{v03} / P_0 \\Y_{a03} &= P_{a03} / P_0 \\w_3 &= w_4 \\m_{\dot{a}3} &= m_{\dot{a}2} \\m_{\dot{a}3} + m_{\dot{v}3} &= m_{\dot{a}2} \\m_{\dot{v}3} &= m_{\dot{a}3} * w_3 \\u_3 &= \text{INTENERGY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_3; P=P_3; w=w_3) \\s_3 &= \text{ENTROPY}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_3; P=P_3; w=w_3)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_{U_a3} &= m_{\dot{a}3} * C_{v_a} * (T_3 - T_0) \\B_{F_a3} &= m_{\dot{a}3} * R_a * (T_3 - T_0) \\B_{S_a3} &= m_{\dot{a}3} * T_0 * (C_{p_a} * \ln(T_3/T_0) - R_a * \ln(P_3/P_0)) \\B_{Q_a3} &= m_{\dot{a}3} * R_a * T_0 * \ln(Y_{a3}/Y_{a0}) \\B_{a3} &= B_{U_a3} + B_{F_a3} - B_{S_a3} + B_{Q_a3}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_{U_v3} &= m_{\dot{v}3} * C_{v_v} * (T_3 - T_0) \\B_{F_v3} &= m_{\dot{v}3} * R_v * (T_3 - T_0) \\B_{S_v3} &= m_{\dot{v}3} * T_0 * (C_{p_v} * \ln(T_3/T_0) - R_v * \ln(P_3/P_0))\end{aligned}$$

$$B_{Q_v3}=m_{dot_v3}*R_v*T_0*\ln(Y_{v3}/Y_{v0})$$

$$B_{v3}=B_{U_v3}+B_{F_v3}-B_{S_v3}+B_{Q_v3}$$

$$B_3=B_{v3}+B_{a3}$$

$$B_{33}=m_{dot_a3}*((Cp_a+w_3*Cp_v)*T_0*((T_3/T_0)-1-\ln(T_3/T_0)))+(1+1,608*w_3)*R_a*T_0*\ln(P_3/P_0)+R_a*T_0*(\ln((1+1,608*w_0)/(1+1,608*w_3))+1,608*w_3*\ln((w_3/w_0)*(1+1,608*w_0)/(1+1,608*w_3))))$$

"2.2.5 ESTADO 4 - SAÍDA DA BOMBA DE CALOR"

$$P_4=P_0$$

$$P_{sat4}=P_{SAT}(Water;T=T_4)$$

$$P_{v4}=w_4*P_{a4}/0,622$$

$$P_{a4}=P_4-P_{v4}$$

$$Y_{v4}=P_{v4}/P_4$$

$$Y_{a4}=P_{a4}/P_4$$

$$P_{v04}=w_4*P_{a04}/0,622$$

$$P_{a04}=P_0-P_{v04}$$

$$Y_{v04}=P_{v04}/P_0$$

$$Y_{a04}=P_{a04}/P_0$$

$$w_4=HUMRAT(AirH2O;T=T_4;P=P_4;R=RH_4)$$

$$m_{dot_a4}=m_{dot_a1}$$

$$m_{dot_a4}+m_{dot_v4}=m_{dot_4}$$

$$m_{dot_v4}=m_{dot_a4}*w_4$$

$$u_4=INTENERGY(AirH2O;T=T_4;P=P_4;w=w_4)$$

$$h_4=ENTHALPY(AirH2O;T=T_4;P=P_4;w=w_4)$$

$$s_4=ENTROPY(AirH2O;T=T_4;P=P_4;w=w_4)$$

$$B_{U_a4}=m_{dot_a4}*Cv_a*(T_4-T_0)$$

$$B_{F_a4}=m_{dot_a4}*R_a*(T_4-T_0)$$

$$B_{S_a4}=m_{dot_a4}*T_0*(Cp_a*\ln(T_4/T_0)-R_a*\ln(P_4/P_0))$$

$$B_{Q_a4}=m_{dot_a4}*R_a*T_0*\ln(Y_{a04}/Y_{a0})$$

$$B_{a4}=B_{U_a4}+B_{F_a4}-B_{S_a4}+B_{Q_a4}$$

$$B_{U_v4}=m_{dot_v4}*Cv_v*(T_4-T_0)$$

$$B_{F_v4}=m_{dot_v4}*R_v*(T_4-T_0)$$

$$B_{S_v4}=m_{dot_v4}*T_0*(Cp_v*\ln(T_4/T_0)-R_v*\ln(P_4/P_0))$$

$$B_{Q_v4}=m_{dot_v4}*R_v*T_0*\ln(Y_{v04}/Y_{v0})$$

$$B_{v4}=B_{U_v4}+B_{F_v4}-B_{S_v4}+B_{Q_v4}$$

$$B_4=B_{v4}+B_{a4}$$

$$B_{44}=m_{dot_a4}*((Cp_a+w_4*Cp_v)*T_0*((T_4/T_0)-1-\ln(T_4/T_0)))+(1+1,608*w_4)*R_a*T_0*\ln(P_4/P_0)+R_a*T_0*(\ln((1+1,608*w_0)/(1+1,608*w_4))+1,608*w_4*\ln((w_4/w_0)*(1+1,608*w_0)/(1+1,608*w_4))))$$

"2.2.6 ESTADO 5 - ÁGUA CONDENSADA NO EVAPORADOR"

$$T_5=T_2$$

$$P_5=P_0$$

$$m_{dot_5}=m_{dot_a1}*(w_1-w_2)$$

$$P_{sat5}=P_{SAT}(Water;T=T_5)$$

$v_5 = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_5; P=P_5)$
 $f_5 = P_5 * v_5$
 $u_5 = \text{INTENERGY}(\text{Water}; T=T_5; P=P_5)$
 $h_5 = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_5; P=P_5)$
 $s_5 = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_5; P=P_5)$
 $B_{F_5} = m_{\text{dot}_5} * (f_5 - f_{w0})$
 $B_{U_5} = m_{\text{dot}_5} * (u_5 - u_{w0})$
 $B_{S_5} = m_{\text{dot}_5} * (T_0 * s_5 - T_0 * s_{w0})$
 $B_{Q_5} = m_{\text{dot}_5} * (h_{w0} - h_{w00} - T_0 * (s_{w0} - s_{w00}))$
 $B_5 = B_{F_5} + B_{U_5} - B_{S_5} + B_{Q_5}$

$v_{f5} = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$
 $h_{f5} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$
 $h_{g5} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1)$
 $s_{f5} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_5; X=0)$
 $s_{g5} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1)$

$B_{55} = m_{\text{dot}_5} * (h_{f5} - h_{g5} - T_0 * (s_{f5} - s_{g5})) + (P_5 - P_{\text{sat}5}) * v_{f5} - R_v * T_0 * \ln(\text{RH}_0)$

"2.2.7 ESTADO 6 - VAPOR DE ÁGUA ADICIONADO AO AR NO SECADOR"

$T_6 = T_0$
 $P_6 = P_0$
 $m_{\text{dot}_6} = m_{\text{dot}_5}$
 $v_6 = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_6; P=P_6)$
 $f_6 = h_6 - u_6$
 $u_6 = \text{INTENERGY}(\text{Water}; T=T_6; P=P_6)$
 $h_6 = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_6; P=P_6)$
 $s_6 = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_6; P=P_6)$
 $B_{F_6} = m_{\text{dot}_6} * (f_6 - f_{w0})$
 $B_{U_6} = m_{\text{dot}_6} * (u_6 - u_{w0})$
 $B_{S_6} = m_{\text{dot}_6} * (T_0 * s_6 - T_0 * s_{w0})$
 $B_{Q_6} = m_{\text{dot}_6} * (h_{w0} - h_{w00} - T_0 * (s_{w0} - s_{w00}))$
 $B_6 = B_{F_6} + B_{U_6} - B_{S_6} + B_{Q_6}$

$P_{\text{sat}6} = P_{\text{SAT}}(\text{Water}; T=T_6)$
 $v_{f6} = \text{VOLUME}(\text{Water}; T=T_6; X=0)$
 $h_{f6} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_6; X=0)$
 $h_{g6} = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1)$
 $s_{f6} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_6; X=0)$
 $s_{g6} = \text{ENTROPY}(\text{Water}; T=T_0; X=1)$

$B_{66} = m_{\text{dot}_6} * (h_{f6} - h_{g6} - T_0 * (s_{f6} - s_{g6})) + (P_6 - P_{\text{sat}6}) * v_{f6} - R_v * T_0 * \ln(\text{RH}_0)$

{3. ANÁLISE DOS VOLUMES DE CONTROLE}

"3.1 ANÁLISE DO COMPRESSOR"

$h_A = h_D + (h_{As} - h_D) / \text{Eta}_{\text{iso_comp}}$

$$\begin{aligned}
 W_{\dot{c}omp} &= \text{Eta}_{\text{ele}_{comp}} * W_{\text{ele}_{comp}} \\
 W_{\dot{c}omp} &= m_{\dot{R}} * (h_A - h_D) \\
 B_{W_{comp}} &= W_{\text{ele}_{comp}} \\
 B_{\text{des}_{comp}} &= B_D - B_A + W_{\dot{c}omp} \\
 \text{Eta}_{2_{comp}} &= (B_A - B_D) / W_{\text{ele}_{comp}}
 \end{aligned}$$

"3.2 ANÁLISE DO CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}
 Q_{\dot{c}ond} &= m_{\dot{R}} * (h_B - h_A) \\
 Q_{\dot{c}ond_ar} &= m_{\dot{a}3} * C_{p_a} * (T_3 - T_2) + m_{\dot{v}3} * C_{p_v} * (T_3 - T_2) \\
 Q_{\dot{c}ond_amb} &= Q_{\dot{c}ond} + Q_{\dot{c}ond_ar} \\
 T_{\text{med}_{cond_r}} &= (T_A + T_B) / 2 \\
 T_{\text{med}_{cond_ar}} &= (T_3 + T_2) / 2 \\
 T_{\text{med}_{cond}} &= (T_A + T_B + T_3 + T_2) / 4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_{Q_{cond}} &= -Q_{\dot{c}ond} * (1 - T_0 / T_{\text{med}_{cond_r}}) \\
 B_{Q_{cond_ar}} &= Q_{\dot{c}ond_ar} * (1 - T_0 / T_{\text{med}_{cond_r}}) \\
 B_{Q_{cond_amb}} &= -Q_{\dot{c}ond_amb} * (1 - T_0 / T_{\text{med}_{cond}})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_{\text{des}_{cond}} &= B_A - B_B + B_2 - B_3 \\
 \text{Eta}_{2_{cond}} &= (B_3 - B_2) / (B_A - B_B) \\
 \text{Eta}_{2_{sen}} &= (B_3) / (B_2 + B_{Q_{cond_ar}})
 \end{aligned}$$

"3.3 ANÁLISE DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO"

$$\begin{aligned}
 B_{\text{des}_{exp}} &= B_B - B_C \\
 \text{Eta}_{2_{exp}} &= B_C / B_B
 \end{aligned}$$

"3.4 ANÁLISE DO EVAPORADOR"

$$\begin{aligned}
 Q_{\dot{e}vap} &= m_{\dot{R}} * (h_D - h_C) \\
 Q_{\dot{e}vap_ar} &= m_{\dot{a}1} * C_{p_a} * (T_2 - T_1) + m_{\dot{v}2} * C_{p_v} * (T_2 - T_1) - \\
 m_{\dot{5}} * h_5 \\
 Q_{\dot{e}vap_amb} &= Q_{\dot{e}vap} + Q_{\dot{e}vap_ar} \\
 T_{\text{med}_{evap_r}} &= (T_D + T_C) / 2 \\
 T_{\text{med}_{evap_ar}} &= (T_2 + T_1) / 2 \\
 T_{\text{med}_{evap}} &= (T_D + T_C + T_2 + T_1) / 4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_{Q_{EVAP_AR}} &= Q_{\dot{e}vap_ar} * (1 - T_0 / T_{\text{med}_{evap_r}}) \\
 B_{Q_{EVAP}} &= Q_{\dot{e}vap} * (1 - T_{\text{med}_{evap_ar}} / T_0) \\
 B_{Q_{EVAP_amb}} &= Q_{\dot{e}vap_amb} * (1 - T_0 / T_0)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_{\text{des}_{evap}} &= B_C - B_D + B_{v1} + B_{a1} - B_{a2} - B_{v2} - B_5 \\
 \text{Eta}_{2_{evap}} &= (B_{v1} + B_{a1} - B_{a2} - B_{v2} - B_5) / (B_D - B_C)
 \end{aligned}$$

"3.5 ANÁLISE DO VENTILADOR"

$$\begin{aligned}
 W_{\dot{v}ent} &= \text{Eta}_{\text{ele}_{vent}} * W_{\text{ele}_{vent}} \\
 W_{\dot{v}ent} &= m_{\dot{a}4} * C_{p_a} * (T_4 - T_3) + m_{\dot{v}4} * C_{p_v} * (T_4 - T_3) \\
 B_{W_{vent}} &= W_{\text{ele}_{vent}} \\
 B_{\text{des}_{vent}} &= B_{v3} + B_{a3} - B_{v4} - B_{a4} + W_{\text{ele}_{vent}} \\
 \text{Eta}_{2_{vent}} &= (B_{v4} + B_{a4} - B_{v3} - B_{a3}) / (W_{\text{ele}_{vent}})
 \end{aligned}$$

"3.6 ANÁLISE DO SECADOR"

$$T_{med_sec}=(T_1+T_4)/2$$

$$Q_{dot_sec}=m_{dot_1}*h_1-m_{dot_4}*h_4-m_{dot_6}*h_6$$

$$B_{des_sec}=B_6+B_4-B_1$$

$$Eta_2_sec=B_6/(B_4-B_1)$$

"3.7 ANÁLISE DO PROTÓTIPO"

$$COP_{BC}=-Q_{dot_cond}/W_{ele_comp}$$

$$COP_{prot}=(-Q_{dot_cond}+Q_{dot_evap})/(W_{ele_comp}+W_{ele_vent})$$

$$COP_{carnot}=T_{med_cond_ar}/(T_{med_cond_ar}-T_{med_evap_ar})$$

$$Eta_2_{BC}=COP_{BC}/COP_{carnot}$$

$$Eta_2_{prot}=COP_{prot}/COP_{carnot}$$

$$Eta_2_{prot2}=(B_{Q_{51}}+B_{Q_{16}})/(W_{ele_comp}+W_{ele_vent})$$

{4. ANÁLISE TERMOECONÔMICA}

"4.1 CUSTOS EXERGÉTICOS"

"4.1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO"

"4.1.1.1 - COMPRESSOR"

$$B_{F_AD}=(B_{F_A}-B_{F_D})$$

$$B_{U_AD}=(B_{U_A}-B_{U_D})$$

$$B_{S_AD}=(B_{S_A}-B_{S_D})$$

"4.1.1.1.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{COMP}*(B_{F_AD}+B_{U_AD})-(B_{S_AD}*K_{S_R})=B_{W_comp}$$

"4.1.1.2 - CONDENSADOR"

$$B_{F_BA}=(B_{F_A}-B_{F_B})$$

$$B_{U_BA}=(B_{U_A}-B_{U_B})$$

$$B_{S_BA}=(B_{S_A}-B_{S_B})$$

"4.1.1.2.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{COND}*(B_{S_BA}+B_{Q_{cond_ar}})-(B_{F_BA}*K_{F_R}+B_{U_BA}*K_{U_R})=0$$

"4.1.1.3 - VALVULA DE EXPANSÃO"

$$B_{F_CB}=(B_{F_C}-B_{F_B})$$

$$B_{U_CB}=(B_{U_B}-B_{U_C})$$

$$B_{S_CB}=(B_{S_C}-B_{S_B})$$

"4.1.1.3.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{EXP}*(B_{F_CB})-(B_{U_CB}*K_{U_R}+B_{S_CB}*K_{S_R})=0$$

"4.1.1.4 - EVAPORADOR"

$$B_{F_DC}=(B_{F_D}-B_{F_C})$$

$$B_{U_DC}=(B_{U_D}-B_{U_C})$$

$$B_{S_DC}=(B_{S_D}-B_{S_C})$$

"4.1.1.4.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{EVAP}*(B_U_{DC}+B_F_{DC}+B_Q_{EVAP_AR})-(B_S_{DC}*K_{S_R})=0$$

"4.1.1.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$K_{F_R}*(B_F_{BA})-(B_F_{AD}*K_{COMP}+B_F_{CB}*K_{EXP}+B_F_{DC}*K_{EVAP})=0$$

$$K_{U_R}*(B_U_{CB}+B_U_{BA})-(B_U_{AD}*K_{COMP}+B_U_{DC}*K_{EVAP})=0$$

$$K_{S_R}*(B_S_{AD}+B_S_{CB}+B_S_{DC})-(B_S_{BA}*K_{COND})=0$$

"4.1.2 CICLO DO AR"

"4.1.2.1 EVAPORADOR"

$$B_{F_a21}=(B_{F_a1}-B_{F_a2})$$

$$B_{F_v21}=((m_{dot_v2}/m_{dot_v1})*B_{F_v1}-B_{F_v2})$$

$$B_{U_a21}=(B_{U_a1}-B_{U_a2})$$

$$B_{U_v21}=((m_{dot_v2}/m_{dot_v1})*B_{U_v1}-B_{U_v2})$$

$$B_{S_a21}=(B_{S_a1}-B_{S_a2})$$

$$B_{S_v21}=((m_{dot_v2}/m_{dot_v1})*B_{S_v1}-B_{S_v2})$$

$$B_{Q_a21}=(B_{Q_a2}-B_{Q_a1})$$

$$B_{Q_v21}=((m_{dot_v2}/m_{dot_v1})*B_{Q_v1}-B_{Q_v2})$$

$$B_{F_51}=(m_{dot_5}/m_{dot_v1})*B_{F_v1}-B_{F_5}$$

$$B_{U_51}=(m_{dot_5}/m_{dot_v1})*B_{U_v1}-B_{U_5}$$

$$B_{S_51}=(m_{dot_5}/m_{dot_v1})*B_{S_v1}-B_{S_5}$$

$$B_{Q_51}=B_{Q_5}-(m_{dot_5}/m_{dot_v1})*B_{Q_v1}$$

"4.1.2.1.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{EVAP_AR}*(B_{S_a21}+B_{S_v21}+B_{Q_a21}+B_{Q_51}+B_{S_51})-((B_{F_a21}+B_{F_v21}+B_{F_51})*K_{F_AR}+(B_{U_a21}+B_{U_v21}+B_{U_51})*K_{U_AR}+B_{Q_v21}*K_{Q_AR}+K_{EVAP}*B_{Q_EVAP_AR})=0$$

"4.1.2.2 CONDENSADOR"

$$B_{F_v32}=(B_{F_v3}-B_{F_v2})$$

$$B_{F_a32}=(B_{F_a3}-B_{F_a2})$$

$$B_{U_v32}=(B_{U_v3}-B_{U_v2})$$

$$B_{U_a32}=(B_{U_a3}-B_{U_a2})$$

$$B_{S_v32}=(B_{S_v3}-B_{S_v2})$$

$$B_{S_a32}=(B_{S_a3}-B_{S_a2})$$

$$B_{Q_v32}=(B_{Q_v3}-B_{Q_v2})$$

$$B_{Q_a32}=(B_{Q_a3}-B_{Q_a2})$$

"4.1.2.2.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_{COND_AR}*(B_{F_a32}+B_{F_v32}+B_{U_a32}+B_{U_v32}+B_{Q_a32}+B_{Q_v32})-((B_{S_a32}+B_{S_v32})*K_{S_AR}+K_{COND}*B_{Q_COND_AR})=0$$

"4.1.2.3 - VENTILADOR"

$$B_{F_a43}=(B_{F_a4}-B_{F_a3})$$

$$B_{F_v43}=(B_{F_v4}-B_{F_v3})$$

$$\begin{aligned}
 B_U_a43 &= (B_U_a4 - B_U_a3) \\
 B_U_v43 &= (B_U_v4 - B_U_v3) \\
 B_S_a43 &= (B_S_a4 - B_S_a3) \\
 B_S_v43 &= (B_S_v4 - B_S_v3) \\
 B_Q_a43 &= (B_Q_a4 - B_Q_a3) \\
 B_Q_v43 &= (B_Q_v4 - B_Q_v3)
 \end{aligned}$$

"4.1.2.3.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_VENT * (B_F_a43 + B_F_v43 + B_U_a43 + B_U_v43 + B_Q_a43 + B_Q_v43) - ((B_S_a43 + B_S_v43) * K_S_AR) = B_W_vent$$

"4.1.2.4 - SECADOR"

$$\begin{aligned}
 B_F_a14 &= (B_F_a4 - B_F_a1) \\
 B_F_v14 &= (B_F_v4 - (m_dot_v4 / m_dot_v1) * B_F_v1) \\
 B_U_a14 &= (B_U_a4 - B_U_a1) \\
 B_U_v14 &= (B_U_v4 - (m_dot_v4 / m_dot_v1) * B_U_v1) \\
 B_S_a14 &= (B_S_a4 - B_S_a1) \\
 B_S_v14 &= (B_S_v4 - B_S_v1 * (m_dot_v4 / m_dot_v1)) \\
 B_Q_a14 &= (B_Q_a4 - B_Q_a1) \\
 B_Q_v14 &= ((m_dot_v4 / m_dot_v1) * B_Q_v1 - B_Q_v4) \\
 B_F_16 &= B_F_6 - (m_dot_6 / m_dot_v1) * B_F_v1 \\
 B_U_16 &= B_U_6 - (m_dot_6 / m_dot_v1) * B_U_v1 \\
 B_S_16 &= B_S_6 - (m_dot_6 / m_dot_v1) * B_S_v1 \\
 B_Q_16 &= B_Q_6 - (m_dot_6 / m_dot_v1) * B_Q_v1
 \end{aligned}$$

"4.1.2.4.1 EQUAÇÃO CARACTERÍSTICA"

$$K_SEC * (B_S_a14 + B_S_v14 + B_Q_v14 + B_Q_16) - ((B_F_v14 + B_F_a14) * K_F_AR + (B_U_v14 + B_U_a14) * K_U_AR + (B_Q_a14) * K_Q_AR) = 0$$

"4.1.2.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$\begin{aligned}
 &K_F_AR * (B_F_a14 + B_F_v14 + B_F_a21 + B_F_v21 + B_F_51) - \\
 &(K_VENT * (B_F_a43 + B_F_v43) + K_COND_AR * (B_F_a32 + B_F_v32)) = 0 \\
 &K_U_AR * (B_U_a14 + B_U_v14 + B_U_a21 + B_U_v21 + B_U_51) - \\
 &(K_VENT * (B_U_a43 + B_U_v43) + K_COND_AR * (B_U_a32 + B_U_v32)) = 0 \\
 &K_S_AR * (B_S_a43 + B_S_v43 + B_S_a32 + B_S_v32) - \\
 &(K_EVAP_AR * (B_S_a21 + B_S_v21 + B_S_51) + K_SEC * (B_S_a14 + B_S_v14)) = 0 \\
 &K_Q_AR * (B_Q_a14 + B_Q_v21) - \\
 &(K_SEC * (B_Q_v14) + K_VENT * (B_Q_a43 + B_Q_v43) + K_COND_AR * (B_Q_a32 + B_Q_v32) + K_EVAP_AR * (B_Q_a21)) = 0
 \end{aligned}$$

"4.2. CUSTOS MONETÁRIOS"

$$\begin{aligned}
 i &= 0,14 \\
 n_h &= 4000 \\
 C_ele &= 0,42821 / 3600 * Do \\
 Do &= 3,3 \\
 Z_bancada &= 1500 / 6
 \end{aligned}$$

"4.2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO"

"4.2.1.1 - COMPRESSOR"

$$Z_{comp1}=369,99$$

$$Z_{comp2}=520,00$$

$$Z_{comp3}=344,55$$

$$Z_{comp}=(Z_{comp1}+Z_{comp2}+Z_{comp3})/3+Z_{bancada}$$

$$n_{a_comp}=10$$

$$M_{comp}=1,15$$

$$CRF_{comp}=i*\left(\frac{(1+i)^{n_{a_comp}}}{(1+i)^{n_{a_comp}}-1}\right)*\left(\frac{1}{n_{a_comp}*n_h*3600}\right)$$

$$Z_{dot_COMP}=Z_{comp}*CRF_{comp}*M_{comp}/Do$$

$$C_{COMP}*(B_{F_AD}+B_{U_AD})-(B_{S_AD}*C_{S_R}+C_{ele}*B_{W_comp})=Z_{dot_COMP}$$

"4.2.1.2 - CONDENSADOR"

$$Z_{cond1}=215$$

$$Z_{cond2}=223$$

$$Z_{cond3}=215$$

$$Z_{cond}=(Z_{cond1}+Z_{cond2}+Z_{cond3})/3+Z_{bancada}$$

$$n_{a_cond}=10$$

$$M_{cond}=1,15$$

$$CRF_{cond}=i*\left(\frac{(1+i)^{n_{a_cond}}}{(1+i)^{n_{a_cond}}-1}\right)*\left(\frac{1}{n_{a_cond}*n_h*3600}\right)$$

$$Z_{dot_COND}=Z_{cond}*CRF_{cond}*M_{cond}/Do$$

$$C_{COND}*(B_{S_BA}+B_{Q_cond_ar})-(B_{F_BA}*C_{F_R}+B_{U_BA}*C_{U_R})=Z_{dot_COND}$$

"4.2.1.3 - VALVULA DE EXPANSÃO"

$$Z_{exp1}=156$$

$$Z_{exp2}=238$$

$$Z_{exp3}=274$$

$$Z_{exp}=(Z_{exp1}+Z_{exp2}+Z_{exp3})/3+Z_{bancada}$$

$$n_{a_exp}=10$$

$$M_{exp}=1,05$$

$$CRF_{exp}=i*\left(\frac{(1+i)^{n_{a_exp}}}{(1+i)^{n_{a_exp}}-1}\right)*\left(\frac{1}{n_{a_exp}*n_h*3600}\right)$$

$$Z_{dot_EXP}=Z_{exp}*CRF_{exp}*M_{exp}/Do$$

$$C_{EXP}*(B_{F_CB})-(B_{U_CB}*C_{U_R}+B_{S_CB}*C_{S_R})=Z_{dot_EXP}$$

"4.2.1.4 - EVAPORADOR"

$$Z_{evap1}=141$$

$$Z_{evap2}=279$$

$$Z_{evap3}=279$$

$$Z_{\text{evap}}=(Z_{\text{evap1}}+Z_{\text{evap2}}+Z_{\text{evap3}})/3+Z_{\text{bancada}}$$

$$n_{\text{a_evap}}=10$$

$$M_{\text{evap}}=1,15$$

$$\text{CRF}_{\text{evap}}=i*\left(\frac{(1+i)^{n_{\text{a_evap}}}}{(1+i)^{n_{\text{a_evap}}-1}}\right)*\left(\frac{1}{n_{\text{a_evap}}*n_{\text{h}}*3600}\right)$$

$$Z_{\text{dot_EVAP}}=Z_{\text{evap}}*\text{CRF}_{\text{evap}}*M_{\text{evap}}/\text{Do}$$

$$\text{C}_{\text{EVAP}}*(\text{B}_{\text{U_DC}}+\text{B}_{\text{F_DC}}+\text{B}_{\text{Q_EVAP_AR}})-(\text{B}_{\text{S_DC}}*\text{C}_{\text{S_R}})=Z_{\text{dot_EVAP}}$$

"4.2.1.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$\text{C}_{\text{F_R}}*(\text{B}_{\text{F_BA}})-$$

$$(\text{B}_{\text{F_AD}}*\text{C}_{\text{COMP}}+\text{B}_{\text{F_CB}}*\text{C}_{\text{EXP}}+\text{B}_{\text{F_DC}}*\text{C}_{\text{EVAP}})=0$$

$$\text{C}_{\text{U_R}}*(\text{B}_{\text{U_CB}}+\text{B}_{\text{U_BA}})-(\text{B}_{\text{U_AD}}*\text{C}_{\text{COMP}}+\text{B}_{\text{U_DC}}*\text{C}_{\text{EVAP}})=0$$

$$\text{C}_{\text{S_R}}*(\text{B}_{\text{S_AD}}+\text{B}_{\text{S_CB}}+\text{B}_{\text{S_DC}})-(\text{B}_{\text{S_BA}}*\text{C}_{\text{COND}})=0$$

"4.2.2 CICLO DO AR"

"4.2.2.1 EVAPORADOR"

$$\text{C}_{\text{EVAP_AR}}*(\text{B}_{\text{S_a21}}+\text{B}_{\text{S_v21}}+\text{B}_{\text{Q_a21}}+\text{B}_{\text{Q_51}}+\text{B}_{\text{S_51}})-((\text{B}_{\text{F_a21}}+\text{B}_{\text{F_v21}}+\text{B}_{\text{F_51}})*\text{C}_{\text{F_AR}}+(\text{B}_{\text{U_a21}}+\text{B}_{\text{U_v21}}+\text{B}_{\text{U_51}})*\text{C}_{\text{U_AR}}+\text{B}_{\text{Q_v21}}*\text{C}_{\text{Q_AR}}+\text{C}_{\text{EVAP}}*\text{B}_{\text{Q_EVAP_AR}})=0$$

"4.2.2.2 CONDENSADOR"

$$\text{C}_{\text{COND_AR}}*(\text{B}_{\text{F_a32}}+\text{B}_{\text{F_v32}}+\text{B}_{\text{U_a32}}+\text{B}_{\text{U_v32}}+\text{B}_{\text{Q_a32}}+\text{B}_{\text{Q_v32}})-((\text{B}_{\text{S_a32}}+\text{B}_{\text{S_v32}})*\text{C}_{\text{S_AR}}+\text{C}_{\text{COND}}*\text{B}_{\text{Q_COND_AR}})=0$$

"4.2.2.3 - VENTILADOR"

$$Z_{\text{inversor1}}=709$$

$$Z_{\text{inversor2}}=450$$

$$Z_{\text{inversor3}}=804$$

$$Z_{\text{inversor}}=(Z_{\text{inversor1}}+Z_{\text{inversor2}}+Z_{\text{inversor3}})/3$$

$$Z_{\text{v}}=((21,5644+20,1554*W_{\text{ele_vent}}^{0,5})^2)*\text{Do}$$

$$Z_{\text{vent}}=Z_{\text{v}}+Z_{\text{inversor}}+Z_{\text{bancada}}$$

$$n_{\text{a_vent}}=10$$

$$M_{\text{vent}}=1,15$$

$$\text{CRF}_{\text{vent}}=i*\left(\frac{(1+i)^{n_{\text{a_vent}}}}{(1+i)^{n_{\text{a_vent}}-1}}\right)*\left(\frac{1}{n_{\text{a_vent}}*n_{\text{h}}*3600}\right)$$

$$Z_{\text{dot_VENT}}=Z_{\text{vent}}*\text{CRF}_{\text{vent}}*M_{\text{vent}}/\text{Do}$$

$$\text{C}_{\text{VENT}}*(\text{B}_{\text{F_a43}}+\text{B}_{\text{F_v43}}+\text{B}_{\text{U_a43}}+\text{B}_{\text{U_v43}}+\text{B}_{\text{Q_a43}}+\text{B}_{\text{Q_v43}})-((\text{B}_{\text{S_a43}}+\text{B}_{\text{S_v43}})*\text{C}_{\text{S_AR}}+\text{C}_{\text{ele}}*\text{B}_{\text{W_vent}})=0$$

"4.2.2.4 - SECADOR"

$$\begin{aligned}
Z_{\text{sec}} &= 1000 + Z_{\text{bancada}} \\
n_{\text{a_sec}} &= 10 \\
M_{\text{sec}} &= 1,15 \\
\text{CRF}_{\text{sec}} &= i * (((1+i)^{n_{\text{a_sec}}}) / ((1+i)^{n_{\text{a_sec}}-1})) * (1 / (n_{\text{a_sec}} * n_{\text{h}} * 3600)) \\
Z_{\text{dot_SEC}} &= Z_{\text{sec}} * \text{CRF}_{\text{sec}} * M_{\text{sec}} / \text{Do}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&C_{\text{SEC}} * (B_{\text{S_a14}} + B_{\text{S_v14}} + B_{\text{Q_v14}} + B_{\text{Q_16}}) - \\
&((B_{\text{F_v14}} + B_{\text{F_a14}}) * C_{\text{F_AR}} + (B_{\text{U_v14}} + B_{\text{U_a14}}) * C_{\text{U_AR}} + (B_{\text{Q_a14}}) * C_{\text{Q_AR}}) \\
&= Z_{\text{dot_SEC}}
\end{aligned}$$

"4.2.2.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$\begin{aligned}
&C_{\text{F_AR}} * (B_{\text{F_a14}} + B_{\text{F_v14}} + B_{\text{F_a21}} + B_{\text{F_v21}} + B_{\text{F_51}}) - \\
&(C_{\text{VENT}} * (B_{\text{F_a43}} + B_{\text{F_v43}}) + C_{\text{COND_AR}} * (B_{\text{F_a32}} + B_{\text{F_v32}})) = 0 \\
&C_{\text{U_AR}} * (B_{\text{U_a14}} + B_{\text{U_v14}} + B_{\text{U_a21}} + B_{\text{U_v21}} + B_{\text{U_51}}) - \\
&(C_{\text{VENT}} * (B_{\text{U_a43}} + B_{\text{U_v43}}) + C_{\text{COND_AR}} * (B_{\text{U_a32}} + B_{\text{U_v32}})) = 0 \\
&C_{\text{S_AR}} * (B_{\text{S_a43}} + B_{\text{S_v43}} + B_{\text{S_a32}} + B_{\text{S_v32}}) - \\
&(C_{\text{EVAP_AR}} * (B_{\text{S_a21}} + B_{\text{S_v21}} + B_{\text{S_51}}) + C_{\text{SEC}} * (B_{\text{S_a14}} + B_{\text{S_v14}})) = 0 \\
&C_{\text{Q_AR}} * (B_{\text{Q_a14}} + B_{\text{Q_v21}}) - \\
&(C_{\text{SEC}} * (B_{\text{Q_v14}}) + C_{\text{VENT}} * (B_{\text{Q_a43}} + B_{\text{Q_v43}}) + C_{\text{COND_AR}} * (B_{\text{Q_a32}} + B_{\text{Q_v32}}) + C_{\text{EVAP_AR}} * (B_{\text{Q_a21}})) = 0
\end{aligned}$$

"4.3 ALOCAÇÃO DE EMISSÃO DE CO2-eq"

"4.1.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO"

$$\begin{aligned}
\text{CO}_{\text{ele}} &= 0,279 / 3600 \\
\text{CO}_{\text{bancada}} &= (131 + 0,92 + 55 + 5 * 65,5) / 6 \\
\text{CO}_{\text{comp}} &= (37,10 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_comp}} * n_{\text{h}} * 3600) \\
\text{CO}_{\text{cond}} &= (112 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_cond}} * n_{\text{h}} * 3600) \\
\text{CO}_{\text{evap}} &= (112 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_evap}} * n_{\text{h}} * 3600) \\
\text{CO}_{\text{exp}} &= (4,62 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_exp}} * n_{\text{h}} * 3600) \\
\text{CO}_{\text{sec}} &= (131 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_sec}} * n_{\text{h}} * 3600) \\
\text{CO}_{\text{vent}} &= (15,4 + 5,84 + \text{CO}_{\text{bancada}}) / (n_{\text{a_vent}} * n_{\text{h}} * 3600)
\end{aligned}$$

"4.1.1.1 - COMPRESSOR"

$$\begin{aligned}
&Y_{\text{COMP}} * (B_{\text{F_AD}} + B_{\text{U_AD}}) - \\
&(B_{\text{S_AD}} * Y_{\text{S_R}} + \text{CO}_{\text{ele}} * B_{\text{W_comp}}) = \text{CO}_{\text{comp}}
\end{aligned}$$

"4.1.1.2 - CONDENSADOR"

$$\begin{aligned}
&Y_{\text{COND}} * (B_{\text{S_BA}} + B_{\text{Q_cond_ar}}) - \\
&(B_{\text{F_BA}} * Y_{\text{F_R}} + B_{\text{U_BA}} * Y_{\text{U_R}}) = \text{CO}_{\text{cond}}
\end{aligned}$$

"4.1.1.3 - VALVULA DE EXPANSÃO"

$$Y_{\text{EXP}} * (B_{\text{F_CB}}) - (B_{\text{U_CB}} * Y_{\text{U_R}} + B_{\text{S_CB}} * Y_{\text{S_R}}) = \text{CO}_{\text{exp}}$$

"4.1.1.4 - EVAPORADOR"

$$Y_{EVAP}*(B_{U_DC}+B_{F_DC}+B_{Q_EVAP_AR})-(B_{S_DC}*Y_{S_R})=CO_{evap}$$

"4.1.1.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$Y_{F_R}*(B_{F_BA})-$$

$$(B_{F_AD}*Y_{COMP}+B_{F_CB}*Y_{EXP}+B_{F_DC}*Y_{EVAP})=0$$

$$Y_{U_R}*(B_{U_CB}+B_{U_BA})-(B_{U_AD}*Y_{COMP}+B_{U_DC}*Y_{EVAP})=0$$

$$Y_{S_R}*(B_{S_AD}+B_{S_CB}+B_{S_DC})-(B_{S_BA}*Y_{COND})=0$$

"4.1.2 CICLO DO AR"

$$Y_{EVAP_AR}*(B_{S_a21}+B_{S_v21}+B_{Q_a21}+B_{Q_51}+B_{S_51})-$$

$$((B_{F_a21}+B_{F_v21}+B_{F_51})*Y_{F_AR}+(B_{U_a21}+B_{U_v21}+B_{U_51})*Y_{U_AR}+B_{Q_v21}*Y_{Q_AR}+Y_{EVAP}*B_{Q_EVAP_AR})=0$$

"4.1.2.2 CONDENSADOR"

$$Y_{COND_AR}*(B_{F_a32}+B_{F_v32}+B_{U_a32}+B_{U_v32}+B_{Q_a32}+B_{Q_v32})-$$

$$((B_{S_a32}+B_{S_v32})*Y_{S_AR}+Y_{COND}*B_{Q_COND_AR})=0$$

"4.1.2.3 - VENTILADOR"

$$Y_{VENT}*(B_{F_a43}+B_{F_v43}+B_{U_a43}+B_{U_v43}+B_{Q_a43}+B_{Q_v43})-$$

$$((B_{S_a43}+B_{S_v43})*Y_{S_AR}+CO_{ele}*W_{ele_vent})=CO_{vent}$$

"4.1.2.4 - SECADOR"

$$Y_{SEC}*(B_{S_a14}+B_{S_v14}+B_{Q_v14}+B_{Q_16})-$$

$$((B_{F_v14}+B_{F_a14})*Y_{F_AR}+(B_{U_v14}+B_{U_a14})*Y_{U_AR}+(B_{Q_a14})*Y_{Q_AR})=CO_{sec}$$

"4.1.2.5 - EQUAÇÕES AUXILIARES"

$$Y_{F_AR}*(B_{F_a14}+B_{F_v14}+B_{F_a21}+B_{F_v21}+B_{F_51})-$$

$$(Y_{VENT}*(B_{F_a43}+B_{F_v43})+Y_{COND_AR}*(B_{F_a32}+B_{F_v32}))=0$$

$$Y_{U_AR}*(B_{U_a14}+B_{U_v14}+B_{U_a21}+B_{U_v21}+B_{U_51})-$$

$$(Y_{VENT}*(B_{U_a43}+B_{U_v43})+Y_{COND_AR}*(B_{U_a32}+B_{U_v32}))=0$$

$$Y_{S_AR}*(B_{S_a43}+B_{S_v43}+B_{S_a32}+B_{S_v32})-$$

$$(Y_{EVAP_AR}*(B_{S_a21}+B_{S_v21}+B_{S_51})+Y_{SEC}*(B_{S_a14}+B_{S_v14}))=0$$

$$Y_{Q_AR}*(B_{Q_a14}+B_{Q_v21})-$$

$$(Y_{SEC}*(B_{Q_v14})+Y_{VENT}*(B_{Q_a43}+B_{Q_v43})+Y_{COND_AR}*(B_{Q_a32}+B_{Q_v32})+Y_{EVAP_AR}*(B_{Q_a21}))=0$$