

Unesp



**Governo do Estado de São Paulo
Universidade Estadual Paulista**

FACULDADE DE ENGENHARIA DO CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

***ANÁLISE EXERGOECONÔMICA
DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR***

EDUARDO MANFREDINI FERREIRA

PUBLICAÇÃO
199

GUARATINGUETÁ – SP

BRASIL
EDUARDO MANFREDINI FERREIRA

ANÁLISE EXERGOECONÔMICA DE
CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO DE VAPOR

Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Transmissão e
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá
2003

F383a Ferreira, Eduardo M.
Análise exergoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão de vapor / Eduardo M. Ferreira. – Guaratinguetá : [s.n.], 2003
72f. : il.

Bibliografia: f. 68-72
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2003.
Orientadores: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

1.Refrigeração . 2. Análise exergoeconômica. I. Título

CDU 621.56(043)

UNESP  UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

**ANÁLISE EXERGOECONÔMICA DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR COMPRESSÃO DE VAPOR**

EDUARDO MANFREDINI FERREIRA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**”

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-
GRADUAÇÃO

Prof. Dr. José Luz Silveira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI
ORIENTADOR/UNESP – FEG

Prof. Dr. JÚLIO SANTANA
UNESP – FEG

Prof. Dr. NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE
UERJ

Janeiro de 2003

DADOS CURRICULARES

EDUARDO MANFREDINI FERREIRA

NASCIMENTO	15.05.1970 – TREMEMBÉ / SP
FILIAÇÃO	Rubens Ferreira Edna Manfredini Ferreira
1991/1996	Curso de Graduação Engenharia Industrial Química FAENQUIL – Lorena/SP
2000	Curso de Licenciatura Plena em Química / Resolução 2-1997 Faculdades Oswaldo Cruz/SP
1999/2003	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Nível de Mestrado, na área de Transmissão e Conversão de Energia, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá – UNESP

À minha futura esposa, Geny, fonte de
determinação e incentivo e amiga
carinhosa e compreensiva nessa
jornada que só tem início, nunca fim.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte inspiradora de fé e esperança, nos momentos mais difíceis dessa jornada.

Aos meus pais, Rubens e Edna, por terem me ensinado o poder do estudo.

A todos os amigos da pós-graduação, fundamentais em meu enriquecimento técnico e pessoal.

Um agradecimento especial aos amigos Paulo Gouvêa e Maurício Guimarães, amigos de confiança e de estudos.

Ao amigo Paulo Adalberto, pela amizade e por seus sábios conselhos.

Aos amigos que não mais poderei ver, Paulo Afonso, Marcos e Alonso, mas que, com certeza, estão me vendo e torcendo por mim.

Aos professores, funcionários e diversos amigos da FEG, por todas ações e atenções a mim dedicadas.

Ao Perrella, mais do que um orientador e muito mais que qualquer título que o preceda. Um verdadeiro amigo.

Não tentes abraçar o mundo todo, pois
teus braços mal contornam teu próprio
corpo.

(E.M.F.)

“A ciência será sempre uma busca,
jamais um descobrimento real.
É uma viagem, nunca uma chegada”.

Karl Popper

Este trabalho contou com apoios das seguintes entidades:

- CAPES – pelo apoio financeiro.
- FAPESP – pelo uso de recursos computacionais do GSEC – Grupo de Sistemas Energéticos e Cogeração.
- CTPETRO – ATEE – pela disponibilização de softwares comerciais.

FERREIRA, E. M. **Análise exergoeconômica de ciclo de refrigeração por compressão de vapor.** 2003. 72 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

RESUMO

Estudos de sistemas energéticos vem ganhando interesse, atualmente, devido à possibilidade de escassez de combustíveis não renováveis e, também, como uma fonte alternativa de geração de energia a partir de combustíveis relativamente mais baratos e menos poluentes.

Neste ponto, esta dissertação apresenta um estudo de otimização envolvendo a análise de uma planta de refrigeração por compressão a qual é analisada dos pontos de vista exergético e exergoeconômico, pela substituição do fluido refrigerante R-22 pelo R134a.

Para a análise da situação anteriormente descrita, recorreu-se a diferentes programas e suplementos computacionais utilizados em planilhas de cálculo, a saber, o Excel, visando-se identificar aquele que permitiria a obtenção dos resultados procurados com menor impacto quanto à deficiência na disponibilidade dos recursos necessários.

Foi empregado, para tanto, o *software* EES, que conta com equações recursivas para o cálculo das propriedades termodinâmicas do R134a, ainda que seja pouco hábil no emprego dos modelos de otimização.

Foi implementada uma rotina de análise exergética e exergoeconômica para plantas de refrigeração por compressão de vapor, tomando-se por base o modelo proposto por Lozano e Valero (1993) a partir de uma discussão da condição topológica em redes de grafos.

PALAVRAS-CHAVE: Otimização, exergia, exergoeconomia, refrigeração e sistemas energéticos.

FERREIRA, E. M. **Exergoeconomic analysis of vapor compression refrigeration cycle**. 2003. 72 f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) – College of Engineering of the Guaratinguetá Campus, São Paulo State University, Guaratinguetá.

ABSTRACT

Studies of energy systems are gaining interest, currently, due to possibility of non-renewable fuel scarcity and, also, as an alternative source of energy generation from relatively cheaper and less pollutant fuels.

In this point, this work presents an optimization study involving the analysis of a compression refrigeration plant for which is analyzed of the exergetic and exergoeconomic points of view, by the substitution of the cooling fluid R-22 by the R134a.

For the analysis of the previously described situation, appealed to different programs and computational add-ins used in spreadsheets, as the Excel, aiming to identify one that would allow the attainment of the results looked up with the lesser impact as for the deficiency in the availability of necessary resources.

It was used, thus, the EES software, that counts on recursive equations for the R134a thermodynamic properties calculation, still that is little skillful in the optimization models use.

It was implemented a routine for exergetic and exergoeconomic analysis for vapor compression refrigeration plants, being overcome as background Lozano and Valero (1993) model from a quarrel of the topological condition in graphs networks.

KEYWORDS: Optimization, exergy, exergoeconomy, refrigeration and energetic systems.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1- INTRODUÇÃO

1.1- ASPECTOS GERAIS.....20

1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....22

1.3- POSICIONAMENTO DO PROBLEMA.....25

2- BASES METODOLÓGICAS

2.1- ASPECTOS GERAIS.....26

2.2- GRAFOS.....26

2.3- EXERGIA.....28

2.4- ANÁLISE EXERGOECONÔMICA.....30

3- ANÁLISE DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R134a

3.1- ASPECTOS GERAIS39

3.2- PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO R134a - ALTERNATIVAS DE MODELAGEM39

4- ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA

4.1- ASPECTOS GERAIS49

4.2- DESCRIÇÃO DO PROBLEMA49

4.3- IMPLEMENTAÇÃO DO PROBLEMA56

5- RESULTADOS E CONCLUSÕES

5.1- DISCUSSÃO DOS RESULTADOS65

5.2- PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS67

REFERÊNCIAS68

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Estruturas de projeto	21
Figura 2.1 – Grafo genérico	26
Figura 2.2 – Estrutura em grafos para ilustração do exemplo	27
Figura 2.3 – Fluxo energético em um processo	29
Figura 2.4 – Curva de custos marginais térmicos e elétricos num sistema de geração	31
Figura 2.5 – Ciclo convencional de geração a vapor	32
Figura 2.6 – Exemplos para aplicação da proposição 3	37
Figura 2.7 – Aplicação da proposição 4 a uma turbina a gás	37
Figura 4.1 – Ciclo de refrigeração proposto por d'Accadia e Rossi	50
Figura 4.2 – Esquema produtivo da planta de refrigeração	50
Figura 4.3 – Matriz de custos exergéticos e exergoeconômicos.....	52
Figura 4.4 – Planta de Refrigeração com torre de resfriamento por convecção natural	58
Figura 4.5 – Estrutura produtiva da planta de refrigeração.....	59
Figura 4.6 – Gráfico P x h do fluido R134a para o caso analisado	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Definições dos Insumos-Produtos-Perdas para a Fig. 2.5	33
Tabela 3.1 – Análise comparativa de b_1 , da EMBWR	41
Tabela 3.2 – Constantes para massa específica da fase líquida	45
Tabela 3.3 – Constantes para a massa específica da fase vapor.....	45
Tabela 3.4 – Constantes para o cálculo de Pressão.....	45
Tabela 3.5 – Constantes para o cálculo de ϕ 's	46
Tabela 3.6 – Constantes para o cálculo de ϕ 's	46
Tabela 4.1 – Condições de operação da planta de refrigeração	60
Tabela 4.2 – Custos exergéticos para as condições de operação	61
Tabela 4.3 – Custos exergoeconômicos para as condições de operação	62
Tabela 4.4 – Custos exergéticos para a condição modificada pela análise de sensibilidade	63
Tabela 4.5 – Custos exergoeconômicos para a condição modificada pela análise de sensibilidade	64
Tabela 4.6 – Custos de operação para o caso base	64

LISTA DE SÍMBOLOS

- A – matriz de incidência
- \underline{A} – matriz de incidência modificada
- $A_{0,i}$ – área do trocador de calor (m^2)
- \underline{A}^{-1} – matriz de incidência modificada inversa
- AB – vetor balanço de exergia
- AE – vetor balanço de energia
- Af – área da torre de resfriamento (m^2)
- a_i – coeficientes da parte residual da equação fundamental de estado
- a_i^0 – constantes para a Equação de estado de Helmholtz
- AM – vetor balanço de massa
- a_n – constantes para a Equação de Benedict-Webb-Rubin
- B – exergia (kW)
- B_m^* – custo exergético do fluxo m (kW)
- $bb_{m,n}$ – variável de balanço exergético do fluxo m do equipamento n
- $be_{m,n}$ – variável de balanço energético do fluxo m do equipamento n
- $bm_{m,n}$ – variável de balanço de massa do fluxo m do equipamento n
- b_n – constantes para a Equação de Benedict-Webb-Rubin
- BP – exergia física da componente de pressão (kW)
- BT – exergia física da componente de temperatura (kW)
- C – custos exergéticos no volume de controle
- $C_{w,i}$ – capacidade térmica da água por unidade de tempo, na unidade i
- D_i – constantes para massa específica líquida
- d_i – expoentes da parte residual da equação fundamental de estado
- E – energia $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
- g – aceleração da gravidade (m/s^2)
- H – altura da torre de resfriamento (m)
- h – entalpia $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

- k^* – custo exergético unitário
 m – vazão mássica $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$
 NUT – número de unidades de transferência
 P – pressão (kPa)
 P_c – pressão crítica (kPa)
 PCI – poder calorífico inferior $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$
 P_i – produto da unidade i (kW)
 P_r – pressão reduzida
 Q – calor $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$
 \dot{Q}_r – fluxo de calor a T_r (kW)
 R – constante universal dos gases $\left(\frac{\text{J}}{\text{kg.K}}\right)$
 S – Irreversibilidades (kW)
 s – entropia $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$
 T – temperatura (K)
 TC – característica da torre
 T_c – temperatura crítica (K)
 t_i – expoentes da parte residual da equação fundamental de estado
 T_r – temperatura reduzida
 V – velocidade $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$
 W – trabalho $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$
 x_i – variável de decisão
 Y^* – vetor de valores externos
 Z – custo de investimento (US\$)

- z – referencial horizontal (m)
 Z^* – vetor de valores exergoeconômicos
 δ – massa específica reduzida
 ε – efetividade
 Φ – forma dimensional da Equação de estado de Helmholtz
 η – eficiência
 ρ – massa específica $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
 ρ_c – massa específica crítica $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
 τ – inversa da temperatura reduzida $\left(\frac{1}{K}\right)$
 v – volume específico $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$
 ψ – volume da torre de resfriamento (m^3)

Sobrescritos

0 – gás ideal

r – gás real

Subscritos

0 – estado ambiente

1, 2 – estado termodinâmico

CO – condensador

CP – compressor

e – entrada

EM1 – motor elétrico 1

EM2 – motor elétrico 2

EV – evaporador
ext – externo
F – insumo
fill – preenchimento
I – investimento
int – interno
irrev. – processo irreversível
L – fase líquida
OM – operação e manutenção
P – produto
PM – bomba
Q – transferência de exergia
r – referência
ref – refrigerante
rev – processo reversível
s – saída
SU – abastecimento
t – turbina
TR – torre de resfriamento
V – fase vapor
VA – válvula
W – potência
 ρ_v – massa específica da fase vapor

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS

A otimização de sistemas energéticos ocupa um importante nicho no campo da análise de sistemas térmicos; ao lado da simulação, a otimização compreende um conjunto de ferramentas matemáticas que possibilitam a tomada de decisão com base em parâmetros ajustados de acordo com as perspectivas de desempenho que se pretende para um certo sistema.

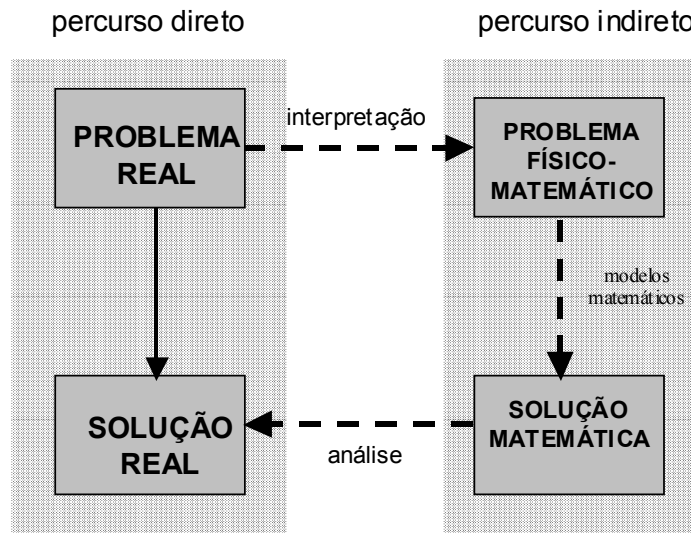
De acordo com Balestieri (2002):

Em muitos projetos, as soluções propostas são definidas mais em função da experiência do projetista do que por uma seqüência lógica de decisões, baseada em alguma rotina de cálculos; assim, ao **problema real** - projetar uma central de cogeração - são propostas **soluções reais** - diferentes arranjos definidos a priori para análises técnica e econômica - a partir de máquinas comercialmente disponíveis, quando aplicável.

Como nem sempre a passagem do **problema real** para a **solução real** se faz através de um percurso **direto** como no estudo de caso anterior, é recomendável que se procure trilhar um caminho alternativo, porém com maiores garantias de sucesso e possibilidade de alcançar melhores resultados - o assim chamado percurso **indireto**. Pela análise apurada do problema real é possível transformá-lo em um **problema físico/matemático**, que será tão mais representativo do primeiro quanto maiores forem os cuidados na formulação do segundo.

A partir do problema físico/matemático buscam-se modelos que permitam obter soluções matemáticas para o mesmo; tais valores devem ser validados, a partir de um processo de análise dos resultados, de modo a se obterem as soluções reais originalmente desejadas.

A Figura 1.1, reproduzida da mesma referência, ilustra o que foi anteriormente discutido; nas palavras daquele autor: “a vantagem relativa do percurso ‘indireto’ se encontra tanto no método para a pesquisa de soluções, que elimina o empirismo na proposição de soluções, quanto na possibilidade de que sejam obtidas soluções ótimas, conforme a classe de modelos empregada”.



Fonte: Balestieri (2002)

Figura 1.1 – Estruturas de projeto

Os modelos de otimização constituem uma classe de modelos matemáticos que se presta a buscar as melhores soluções, no contexto de um projeto, de modo a que se potencialize o emprego dos recursos disponíveis para um certo projeto. Para que tais soluções sejam estabelecidas, faz-se necessário que sejam empregados métodos adequados que garantam que a solução alcançada seja ótima, o que significa:

- escolher corretamente o modelo para uma certa aplicação,
- respaldar-se de que as condições para o seu emprego estão presentes no problema em análise,
- aplicar corretamente os fundamentos matemáticos nos quais o modelo se baseia.

Na pesquisa de soluções ótimas, em situações aplicadas aos projetos de sistemas térmicos, diversas aplicações têm sido relatadas em literatura, como se procura apresentar no item a seguir.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os estudos envolvendo sistemas energéticos e transferências de calor despertam grande interesse em termos de pesquisa, visto que, em muitos casos, o ser humano depende diretamente do aproveitamento da energia para sua sobrevivência; em conseqüência, um amplo leque de procedimentos de análise tem sido propostos para o entendimento e melhoria dos resultados operacionais e de projeto de sistemas energéticos.

Vários trabalhos têm sido desenvolvidos neste sentido, qualquer que seja o país que se importe com a questão energética, sendo que o espectro de possibilidades dentro desse tema é bastante amplo. Para sistemas baseados em vapor d'água, como redes de tubulação, nas quais escoar vapor proveniente de caldeiras, encontram-se trabalhos com enfoques bem diferenciados. Com tal enfoque, o estudo do fluxo unidimensional não adiabático de vapor em redes, quer haja trechos retos ou com acessórios, pode revelar a possibilidade da determinação da massa de condensado, queda de pressão e de temperatura, através de suas técnicas, como aquele determinado por Bialecki (1996).

A proposta de uma metodologia de análise do campo de escoamento no interior de redes, utilizando uma formulação integral para a resolução das equações de massa e de energia e uma formulação diferencial para a resolução da quantidade de movimento, desenvolvido por Oliveira (1997), é uma análise que se enquadra nessa linha de pesquisa.

Uma outra vertente de análise seria a da determinação da demanda crítica em que poderá ocorrer o fluxo máximo em uma rede de distribuição de vapor. Esta metodologia se baseia na determinação da velocidade crítica de arraste de condensado. Devido à sua simplicidade, tal implementação viabilizaria alternativas para o estudo de demandas em redes de distribuição de vapor, conforme descrito em Ferreira e Silva (2001).

Modelos de otimização linear têm sido empregados para aplicações em sistemas energéticos como importantes auxiliares na tomada de decisão; Allen (1971) apresenta uma proposta linear para a análise e definição dos produtos finais e respectivas

quantidades, em condições ótimas, no problema de refino de petróleo a partir do produto básico disponível, o óleo cru, e os produtos intermediários do craqueamento e de um misturador de óleo combustível. Apesar de sua simplicidade, dadas as simplificações introduzidas na modelagem, o equacionamento permite a tomada de decisões em condições superiores a que seria possível sem o seu emprego, além do fato de que a maior ou menor complexidade de um modelo depende do grau de aperfeiçoamento necessário e da disponibilidade de informações para a análise.

Uma outra proposta de análise linear é aquela apresentada por Fawkes e Jacques (1986), que estuda diferentes tecnologias a serem empregadas para a associação de um sistema de cogeração a uma unidade de processos para produção de cerveja; tal modelo, de caráter multi-período, permite a avaliação do comportamento das diferentes tecnologias a partir de sua capacidade de atender ou não aos requisitos de energia ao longo da escala temporal.

Modelos mistos lineares e inteiros também ocupam importante nicho no campo da otimização, talvez até maior do que os modelos apenas inteiros; Cavalieri, Roversi e Ruggeri (1972) desenvolveram um modelo misto para a síntese otimizada de sistemas de cogeração a vapor, o qual permite que, a partir de condições estabelecidas pelo analista do problema, sejam selecionadas as melhores máquinas (dentro turbina a gás com caldeira de recuperação, caldeiras convencionais e turbinas a vapor) para comporem o sistema gerador de energia.

Faria, Correia e Salmazo (1993) aplicaram a técnica da programação mista para a operação de múltiplas máquinas hidráulicas em usinas hidrelétricas; a partir da definição de uma curva que contempla os valores de operação proibida, operação preferencial e operação permitida com reserva, o operador do sistema pode tomar a decisão acerca do número de máquinas a ser despachado em cada situação, de acordo com as necessidades energéticas dos centros de consumo, privilegiando a operação das máquinas no modo de melhor eficiência.

Uma vertente de pesquisa dentro da questão energética é a que considera a geração de energias térmica e elétrica pelo uso de turbinas a gás de eixo simples e eixo duplo em sistemas de co-geração de energia, como o descrito por Najjar (1997). Essa

linha de trabalho tem apresentado uma ampla diversidade de estudos voltados para a otimização baseada em modelos exergoeconômicos.

Para esse campo do conhecimento, uma importante referência é o livro de Kotas (1985); nesse trabalho, o autor se dedica a apresentar os conceitos de exergia e suas aplicações, bem como desenvolve uma modelagem de diferentes aplicações energéticas. Uma outra importante contribuição para o desenvolvimento das análises baseadas em modelos exergoeconômicos é o livro de Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), que insere o conceito de exergia no contexto dos balanços de custos exergoeconômicos e nas aplicações de otimização.

No entanto, os principais avanços em termos de modelagem exergoeconômica ainda são melhores evidenciados nas publicações devidas a Miguel Lozano e Antonio Valero, Christos Frangopoulos, George Tsatsaronis e Michael von Spakovsky, das quais se destaca a publicação devida a boa parte desses autores no trabalho que estabelece o então denominado problema CGAM, sendo um acrônimo dos nomes de Christos Frangopoulos, Georges Tsatsaronis, Antonio Valero e Michael von Spakovsky, na verdade um problema de determinação de valores ótimos para as variáveis de decisão assim consideradas pelos autores para uma configuração fixa, baseada em um conjunto a gás associado à caldeira de recuperação para a produção de 30 MW de potência líquida e 14 kg/s de vapor nas condições requeridas pelo processo ao qual o sistema deveria estar associado (Valero *et al.*, 1994).

Para a defesa de cada método, os autores apresentaram cada qual seu método para a solução do mesmo problema, apesar de terem sido feitas considerações particulares, por parte de alguns dos autores, que destoavam do que havia sido analisado pelos demais, o que comprometeu em parte a comparação, bem como foram assumidos alguns valores que levaram a resultados pouco factíveis, tal como a temperatura do **pinch point** inferior a 10°C.

O método de Frangopoulos apresenta uma formulação baseada na construção de diagramas funcionais, que não necessariamente estão vinculados formalmente à lógica física do relacionamento entre os componentes do sistema; esse modelo é descrito de forma bastante completa em Frangopoulos (1983). A T.C.E., ou Teoria do Custo Exergético, desenvolvida e aplicada por Lozano e Valero (1993), apresenta suas bases

bem estabelecidas em uma publicação da Universidade de Zaragoza (Lozano, 1993) e em um artigo de divulgação em periódico indexado (Lozano e Valero, 1993).

Contribuições de grupos nacionais também podem ser percebidas nesse campo do conhecimento; dada sua adequação para o presente estudo, convém citar o trabalho de Cerqueira e Nebra (1999), que apresentam uma interessante discussão do "problema CGAM" numa base comum, de modo diverso ao que é apresentado pelos diversos autores envolvidos na publicação original (Valero *et al.*, 1994) - dessa forma, permitem identificar as características de cada contribuição metodológica e estabelecem aquelas que favorecem mais à produção elétrica em detrimento da térmica, e vice-versa, ao determinarem, em uma mesma curva, a posição relativa entre os custos exergoeconômicos atribuídos à energia elétrica e à energia térmica com valores gerados pelas diferentes metodologias.

1.3 POSICIONAMENTO DO PROBLEMA

O presente trabalho tem como objetivo a análise do problema exergoeconômico de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor sob o ponto de vista da otimização. Os trabalhos apresentados em literatura descrevem, em sua maioria, o balanço de custos exergéticos da instalação, sem, contudo, se atentarem para a pesquisa da solução ótima do ponto de vista das variáveis de decisão do processo.

Dentro desse contexto, é apresentada a TCE, Teoria do Custo Exergético, em termos de seus postulados e formulada a avaliação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza R134a como fluido refrigerante. O modelo é baseado no trabalho apresentado por D'Accadia e Rossi (1998), que apresentam a modelagem do balanço exergético e exergoeconômico para um sistema de compressão de vapor que utiliza o R-22 como fluido refrigerante.

2 BASES METODOLÓGICAS

2.1 ASPECTOS GERAIS

As bases metodológicas nas quais se assentam os modelos exergoeconômicos baseados no balanço de custos exergéticos têm por característica apresentarem uma estrutura matricial que pode ser representada por meio de grafos.

Inicialmente, introduz-se o conceito de grafos, com suas características gerais e formas de apresentação. Em seguida, o conceito de exergia é abordado. Finalmente, o conhecimento dos conceitos de termoeconomia e da Teoria dos Custos Exergéticos, T.C.E., será essencial no decorrer da análise de otimização.

2.2 GRAFOS

Um grafo é um ente matemático definido como um conjunto de nós e de arcos que os unem, conforme se representa na Figura 2.1.

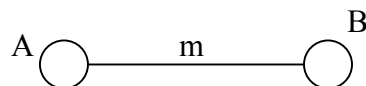


Figura 2.1 – Grafo genérico

sendo que A e B são os nós e m é o arco que une os dois nós. O sistema representado por grafos pode se apresentar, basicamente, de duas maneiras:

- a- grafos não-orientados: os arcos (em inglês, **arcs**) não apresentam uma orientação. Isso caracteriza que o fluxo em análise, entre esses dois nós, pode ser tanto do sentido AB como BA ou, ainda, em ambos os sentidos simultaneamente.
- b- grafos orientados: ao contrário do anterior, os arcos (em inglês, **edges**) têm uma orientação específica em um sentido ou noutro. Se houver uma orientação de duplo sentido, ela será feita através de duas linhas orientadas.

O grafo pode ser interpretado como um conjunto de V vértices e E arcos, escritos sobre a forma $G(V, E)$. Como exemplo, seja um sistema qualquer, com quatro situações de interesse em um sistema de produção, conforme a Figura 2.2.

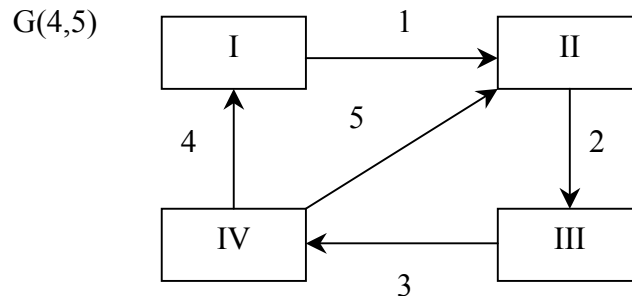


Figura 2.2 – Estrutura em grafos para ilustração do exemplo

O termo $G(4,5)$ indica que há quatro nós representando equipamentos ou condições específicas do problema em análise, e cinco arcos orientados, que unem cada uma dos nós. A correlação entre os nós e os arcos tem sua representação matemática obtida através de uma **matriz de incidência**, que estabelece as conexões de entrada e saída em cada nó.

O fluxo de qualquer processo representado por grafos é elaborado aplicando-se os valores a seguir discriminados na matriz de incidência, de acordo com a convenção que segue:

- +1 → fluxo de entrada do vértice.
- 1 → fluxo de saída do vértice.
- 0 → quando não há fluxo no vértice.

Para o exemplo apresentado anteriormente, a matriz de incidência resultante seria representada pela seguinte estrutura matricial:

	1	2	3	4	5
<i>I</i>	-1			1	
<i>II</i>	1	-1			1
<i>III</i>		1	-1		
<i>IV</i>			1	-1	-1

na qual a coluna com algarismos romanos representa os nós e a linha com algarismos arábicos representa os arcos. Observa-se que tal disposição resulta em colunas com apenas dois valores não nulos, fato característico da estrutura de grafos. Os valores não representados são iguais a zero e não são assinalados para facilitar a visualização da matriz.

2.3 EXERGIA

Enquanto a Primeira Lei da Termodinâmica quantifica os fluxos de energia envolvidos em um processo, a Segunda Lei qualifica os mesmos fluxos, e permite explicar porque 100 kW de potência térmica, relativos a um vapor de elevada pressão, apresentam maior capacidade de transformação energética comparativamente a 100kW de potência térmica relativos à água aquecida em um condensador de vapor.

A Segunda Lei da Termodinâmica pode ser estabelecida pela relação:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 ds \geq \frac{\delta Q}{T} \Leftrightarrow Tds \geq \delta Q \quad (2.1)$$

sendo que a igualdade é aplicável apenas aos processos reversíveis (ideais) e a desigualdade aos processos irreversíveis (reais). De acordo com Balestieri (2001), aplicando-se a Primeira Lei para uma Máquina Térmica real, com trabalho irreversível:

$$\delta Q - \delta W_{irrev} = \Delta E = E_s - E_e \quad (2.2)$$

pode-se deduzir com base na Primeira Lei que, se $W_{irrev} < W_{rev}$ então como conseqüência $Q_{irrev} > Q_{rev}$. Considerando-se que a propriedade entropia entre os pontos 1 e 2 ocorre num processo irreversível, o que resulta na desigualdade da relação, pode-se considerar que uma igualdade pode ser alcançada para $T_0 ds - S = \delta Q$, o que conduz a:

$$T_0 ds - (S + \delta W_{irrev}) = E_s - E_e \quad (2.3)$$

e que por conseqüência conduz a:

$$T_0 ds - \delta W_{rev} = E_s - E_e \quad (2.3.1)$$

A **exergia** (representada neste texto pela letra maiúscula B) é definida como o **máximo trabalho reversível que se obtém entre um sistema e o ambiente quando interagem para alcançar o equilíbrio**, ou seja, para o esquema apresentado na Figura 2.3, que representa o fluxo de energia em um processo, tem-se:

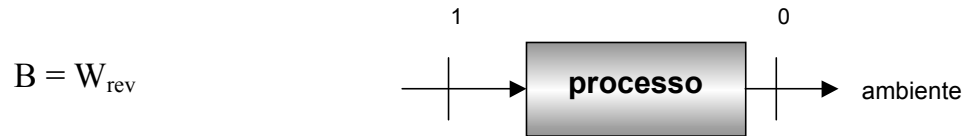


Figura 2.3 – Fluxo energético em um processo

Para o mesmo processo, em termos de fluxo de massa, tem-se definida a exergia física:

$$BP|_0^1 = \dot{m} \left[h_1 - h_0 + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2} + g(z_1 - z_0) - T_0(s_1 - s_0) \right] \quad (2.4)$$

Desprezando-se tanto a parcela cinética quanto a potencial, chega-se à expressão simplificada:

$$BP|_0^1 = \dot{m} [h_1 - h_0 - T_0(s_1 - s_0)] \quad (2.5)$$

que representa a exergia física numa forma mais simplificada. A exergia associada à potência mecânica ou elétrica gerada por um sistema térmico é aceita como sendo a própria potência e a exergia associada à energia química dos combustíveis é aproximadamente a própria energia química, a menos de um fator de correção que varia para cada tipo de combustível, mas que se encontra próximo da unidade.

No caso de se desejar a exergia física entre dois estados (1 e 2) de um certo processo, é possível relacioná-los através da relação:

$$BP|_1^2 = \dot{m} [h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)] \quad (2.6)$$

A exergia térmica de um fluxo de calor pode ser definida como:

$$BT = \sum_r \left[\dot{Q}_r \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right) \right] \quad (2.7)$$

no qual T_r representa a temperatura referida ao fluxo de calor \dot{Q}_r . A irreversibilidade ou perda de exergia é calculada pela expressão do Teorema de Gouy-Stodolla:

$$S = T_0 \left(\sum_e m_e s_e - \sum_s m_s s_s - \sum_r \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \right) \quad (2.8)$$

e representa o total das perdas de exergia presentes no problema em análise. Analisadas de forma conjunta, as diferentes formas de exergia permitem que se realize um balanço exergetico sobre o processo em análise, expresso por:

$$\sum_e B_e + \sum_r \left[\dot{Q}_r \left(\frac{T_r - T_0}{T_r} \right) \right] = \sum_s B_s + \dot{W} + S \quad (2.9)$$

Chinneck e Chandrashekar (1984) apresentam uma análise de sistemas de geração de vapor que utiliza a estrutura de grafos e o conceito de exergia para a avaliação da condição operacional dos mesmos, e afirmam que a exergia é sempre menor ou igual à energia e é uma medida da utilidade da energia, sendo que toda exergia é sempre destruída em qualquer processo real, ao contrário da energia, que pode ser conservada. Trabalhos mais recentes, como Nikulshin e Wu (2001), também tratam da associação da rede de grafos com análise exergetica para a interpretação de sistemas de geração de potência em conjuntos a gás.

2.4 ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

A análise exergetica é um dos campos da Engenharia de Sistemas Térmicos que envolvem princípios de mecânica dos fluidos, transferência de calor e da termodinâmica (Moran e Shapiro, 1998). Ao se basear na Segunda Lei da Termodinâmica, a análise termodinâmica passa a ser chamada de análise exergetica (Balestieri, 2001). A análise exergetica usa os conceitos de otimização e análise econômica, para fazerem jus ao seu nome, emprego e utilidade.

De acordo com Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), a contabilidade de custos em uma empresa está relacionada com a determinação do valor real dos custos de produtos e serviços, ao estabelecimento de uma base racional para a definição dos preços dos mesmos produtos e serviços, a definição de uma forma de alocação e controle dos gastos e a provisão de informações para avaliação e tomada de decisões.

Para Balestieri (2001), alguns autores consideram a **regra de alocação dos custos** entre as diferentes formas de energia geradas em um sistema térmico arbitrário; supondo-se conhecidos os custos marginais referentes à produção das energias elétrica e térmica, conforme a figura 2.4, uma reta com coeficiente angular negativo pode ser

obtida se forem tomados os pontos A e B, correspondentes respectivamente ao custo marginal puramente elétrico (C_W/E) e custo marginal puramente térmico (C_Q/Q), a qual permite diferentes alternativas de partição dos custos da geração combinada de energias térmica e elétrica.

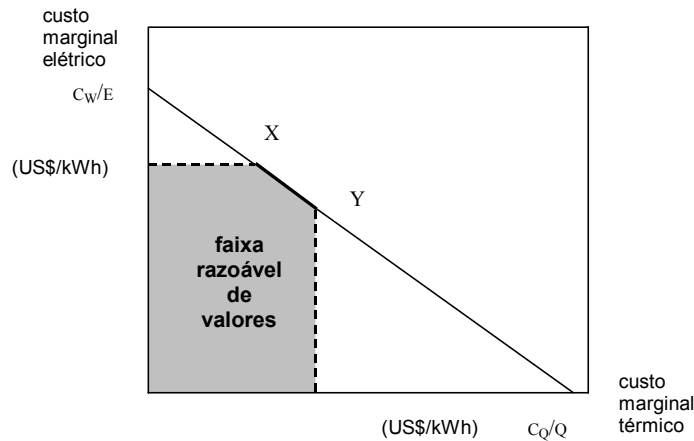


Figura 2.4 – Curva de custos marginais térmicos e elétricos num sistema de geração

Ainda segundo o mesmo autor, definir-se a faixa razoável de valores para os custos conjugados depende de diversos fatores e interesses localizados; ilustra o exemplo de uma empresa que pode preferir penalizar mais fortemente o custo marginal térmico para favorecer a comercialização dos recursos elétricos, ou vice-versa. Isso seria feito com base no balanço de custos, formulado para um sistema geral operando em regime permanente:

$$\dot{C}_{P,total} = \dot{C}_{F,total} + \dot{Z}_{I,total} + \dot{Z}_{OM,total} \quad (2.10)$$

sendo P os produtos, F os insumos (**fuel**), I os custos de investimentos e OM os custos de operação e manutenção envolvidos na concepção de um certo sistema energético.

Como a exergia mede o valor termodinâmico real de seus efeitos e os custos somente podem ser associados a **commodities** de valor, seu emprego é mais correto como base de custos; sejam:

$\dot{C}_s = c_s B_s = c_s (\dot{m}_s b_s)$	- custo exergético nas saídas do VC
$\dot{C}_e = c_e B_e = c_e (\dot{m}_e b_e)$	- custo exergético nas entradas do VC
$\dot{C}_w = c_w \dot{W}$	- custo exergético das potências
$\dot{C}_Q = c_Q BT$	- custo exergético da transferência de exergia

tendo c_s , c_e , c_w e c_Q por unidade [US\$/GJ].

O balanço de custos se reduz a: “a soma dos custos associados aos fluxos de exergia que saem é igual à soma dos custos associados aos fluxos de exergia que entram com os custos de investimento e operação/manutenção”, isto é:

$$\sum_s \dot{C}_s + \dot{C}_W = \dot{C}_Q + \sum_e \dot{C}_e + \dot{Z}_I + \dot{Z}_{OM} \quad (2.11)$$

Fazendo $\dot{Z} = \dot{Z}_I + \dot{Z}_{OM}$, para o k-ésimo componente ter-se-á:

$$\sum_s c_{s,k} B_{s,k} + c_{W,k} B_{w,k} = c_{Q,k} B_{Q,k} + \sum_e c_{e,k} B_{e,k} + \dot{Z} \quad (2.12)$$

A aplicação do balanço de custos implica na tomada de decisões acerca da partição de custos, especialmente nos sistemas de cogeração, que geram 2 produtos distintos, W e Q, em que a maior ou menor valorização de cada um deles pode viabilizar ou não sua produção para venda.

A teoria de custo exergetico apresenta uma **fotografia** da configuração proposta, em termos de custos de cada fluxo, que não representam os melhores valores (ou ótimos), mas apenas a realidade expressa por um certo conjunto de condições impostas ao problema; o exemplo que segue, baseado na Figura 2.5, ilustra essa questão, apresentando o equacionamento dos diversos fluxos de exergia.

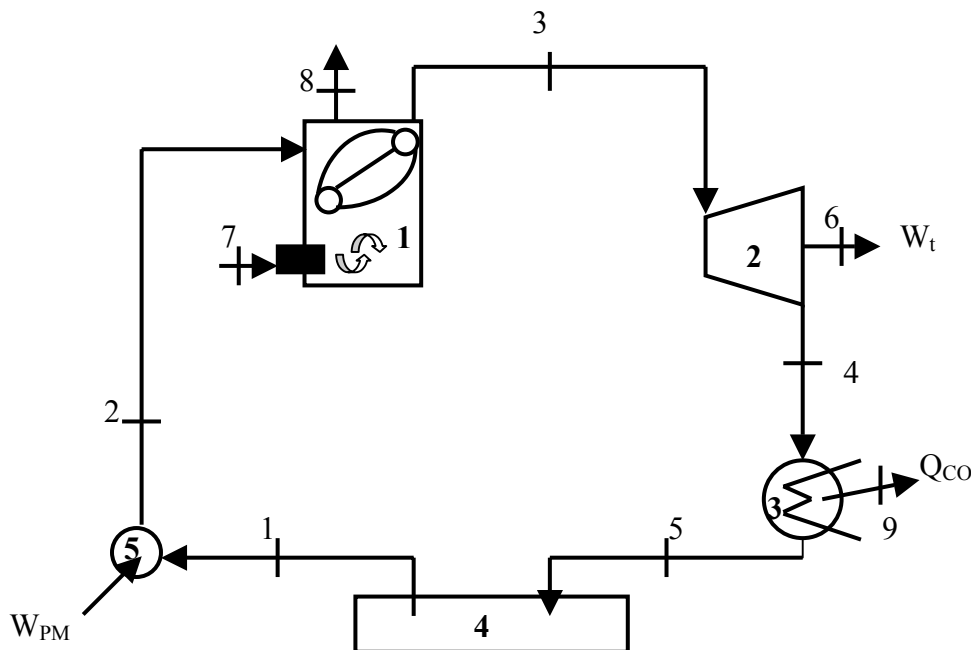


Figura 2.5 – Ciclo convencional de geração a vapor

A análise de custo exergético consiste em se realizar um balanço de base energética e exergética com o estabelecimento de seus custos associados. Para isso, define-se o custo exergético como sendo:

$$C_s = c_s \cdot B_s \quad (2.13)$$

Analisando-se cada fluxo do sistema dado:

$$c_1 \cdot B_1 = c_5 B_5 \quad (2.14)$$

$$c_2 \cdot B_2 = c_1 B_1 + c_b \cdot W_b + Z_{bomba} \quad (2.15)$$

$$c_3 \cdot B_3 + c_8 \cdot B_8 = c_2 B_2 + c_7 \cdot B_7 + Z_{caldeira} \quad (2.16)$$

$$c_4 \cdot B_4 + c_6 \cdot W_t = c_3 B_3 + Z_{turbina} \quad (2.17)$$

$$c_5 \cdot B_5 + c_Q \cdot Q_C = c_4 B_4 + Z_{condensador} \quad (2.18)$$

Para os cálculos dos custos dos investimentos dos equipamentos, autores como Bohem (1987), Tuna (1999) e Atalla *et al.* (2001), demonstram algumas relações úteis. Com as equações propostas anteriormente, surge um novo problema. O número de equações é insuficiente para se resolver o sistema dado, sendo necessário à adição de novas funções. Os passos para a elaboração da matriz de incidência, a qual conterà os n componentes/equipamentos pelos m fluxos do sistema, $A(n,m)$, são dados pela Teoria do Custo Exergético (TCE), no qual se obtém o custo de todos os fluxos inter-relacionados de um certo sistema, com a definição de seus limites e níveis de agregação de seus subsistemas.

Primeiramente, desenvolve-se a estrutura da instalação, com a elaboração do diagrama de fluxos e de uma tabela relacionando os insumos, produtos e perdas. Para o exemplo dado, tem-se:

Tabela 2.1 – Definições dos Insumos-Produtos-Perdas para a Fig. 2.5

	Componentes	Insumos	Produtos	Perdas
1	Caldeira	B7	B2-B3	B8
2	Turbina	B3-B4	B6	
3	Condensador	B4	B5+B9	
4	Reservatório	B5	B1	
5	Bomba	B1	B2	

Na seqüência determina-se a matriz de incidência do diagrama de fluxo para a figura 2.5.

<i>equip \ fluxo</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		1	-1				1	-1	
2			1	-1		-1			
3				1	-1				-1
4	-1				1				
5		1	-1						

A seguir, efetua-se o cálculo das exergias dos fluxos, seguido da associação dos custos exergéticos e exergoeconômicos. Para completar a matriz A , acima, implementam-se quatro equações adicionais, a fim de transformá-la em uma matriz de incidência quadrada, chamada matriz de incidência modificada, \underline{A} .

A determinação das equações adicionais é alcançada pela adoção das proposições que serão apresentadas na seqüência; uma vez disponíveis todas as equações que permitem que seja obtida a matriz de incidência, opera-se a inversão da mesma de modo a que a matriz inversa \underline{A}^{-1} seja multiplicada pelo vetor de valores externos \underline{Y}^* , para a obtenção dos custos exergéticos para a obtenção da **fotografia** do sistema, bem como pelo vetor de valores exergoeconômicos \underline{Z}^* para a otimização dos custos exergoeconômicos a partir da definição de variáveis de decisão sobre os quais se deseja obter a condição de ótimo.

Para aplicar-se o TCE, a matriz de incidência deverá conter os balanços de massa, energia e exergia, com seus respectivos vetores de custos associados, quais sejam:

$$\mathbf{AM} = \mathbf{0},$$

$$\mathbf{AE} = \mathbf{0},$$

$$\mathbf{AB} = \mathbf{1}$$

Visualizando o sistema matricial, tem-se:

<i>fluxo \ equipamento</i>	1	2	...	<i>n</i>
1	$bm_{1,1}$	$bm_{1,2}$...	$bm_{1,n}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
<i>m</i>	$bm_{m,1}$	$bm_{m,2}$...	$bm_{m,n}$
<hr/>				
1	$be_{1,1}$	$be_{1,2}$...	$be_{1,n}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
<i>m</i>	$be_{m,1}$	$be_{m,2}$...	$be_{m,n}$
<hr/>				
1	$bb_{1,1}$	$bb_{1,2}$...	$bb_{1,n}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
<i>m</i>	$bb_{m,1}$	$bb_{m,2}$...	$bb_{m,n}$

e o vetor que relaciona os balanços de massa, energéticos e exergéticos:

$$\begin{array}{c} \text{vetor } Y^* \\ \hline 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ B_1^* \\ \vdots \\ B_m^* \end{array}$$

sendo que:

$bm_{m,n}$ indica a variável de balanço de massa para o fluxo m do equipamento n ;

$be_{m,n}$ indica a variável de balanço energético para o fluxo m do equipamento n ;

$bb_{m,n}$ indica a variável de balanço exergético para o fluxo m do equipamento n ;

B_m^* indica o custo exergético para o fluxo m , não necessariamente igual a 0;

As variáveis acima podem assumir valores iguais ou diferentes de zero, dependendo da incidência do fluxo no equipamento em análise. A eficiência de um determinado fluxo (η) é determinado pelo inverso do custo exergético unitário, k^* , definido pela relação entre o custo exergético, B^* , e a exergia, B , do fluxo em questão.

Assim:

$$\frac{1}{\eta} = k^* = \frac{B^*}{B} \quad (2.19)$$

As proposições apresentadas por Lozano e Valero (1993), relatadas a seguir, aplicam-se aos componentes do sistema em análise para a definição das equações necessárias para a transformação da matriz de incidência na matriz de incidência modificada \underline{A} .

Proposição 1: o custo exergético de um fluxo (B^*), produto (P^*) ou insumo (F^*) é a quantidade de exergia necessária para produzi-lo, sendo, portanto uma propriedade conservativa. Esta proposição permite que sejam formuladas tantas equações de balanço de custo exergético quantos componentes compuserem a instalação. De modo matricial

$$\mathbf{A} \mathbf{B}^* = \mathbf{0} \quad (2.20)$$

Essa proposição já foi aplicada anteriormente, na elaboração da matriz de incidência.

Proposição 2: o custo exergético dos fluxos de entrada da instalação (combustível, ar, água, etc.) é igual à sua exergia.

Proposição 3: se um fluxo de saída de um componente faz parte do insumo (F), deve-se considerar que sua exergia não está em jogo e, portanto, seu custo exergético unitário (B^*/B) é idêntico ao custo exergético unitário do fluxo de entrada que o precede. Na Figura 2.6 ilustram-se exemplos referentes à turbina a vapor, a gás e um trocador de calor.

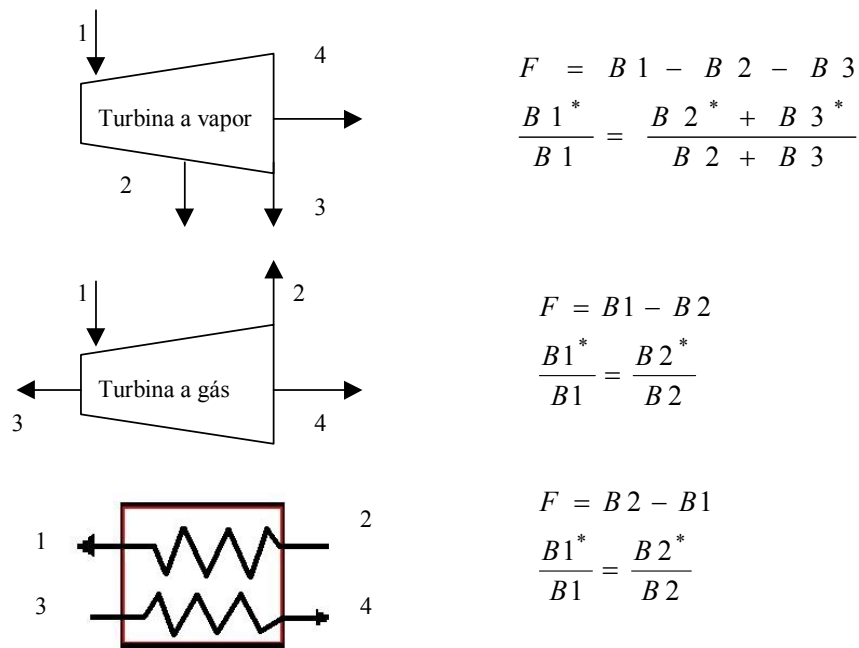


Figura 2.6 – Exemplos para aplicação da Proposição 3

Proposição 4: se um componente tem um produto (P) formado por vários fluxos, deve-se associar a esses fluxos o mesmo custo exergético unitário. Isso se explica pelo fato de que se dois ou mais produtos podem ser identificados em um mesmo equipamento, seus processos de formação são indistintos no nível de agregação considerado e, portanto, deve-se associar um custo exergético proporcional a exergia que contém. A Figura 2.7 ilustra a aplicação da proposição a uma turbina a gás.

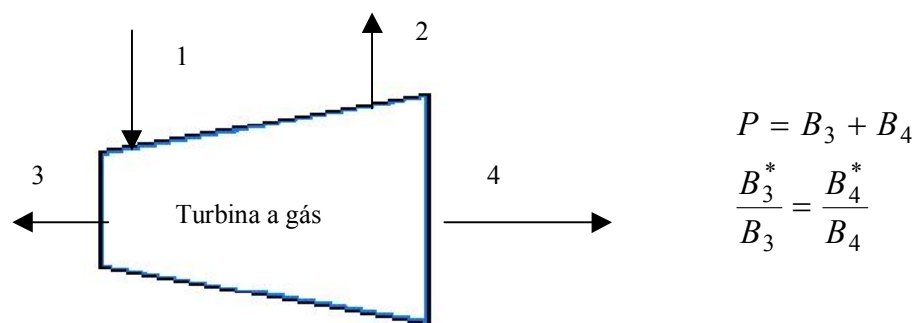


Figura 2.7 – Aplicação da Proposição 4 a uma turbina a gás

Proposição 5: na ausência de valores externos aos fluxos de perdas, como calor cedido ao meio, emissão de gases de chaminé, ou outro fluxo qualquer se atribui custo exergético nulo, já que não apresentam utilidade posterior.

Através das proposições apresentadas, a matriz de incidência é completada, conforme segue.

<i>equip \ fluxo</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	<i>vetor B*</i>
1		1	-1				1	-1		B_1^*
2			1	-1		-1				B_2^*
3				1	-1				-1	B_3^*
4	-1				1					B_4^*
5	1	-1								*
6								1		B_5^*
7							1			B_6^*
8			1		$-\frac{B_3}{B_4}$					B_7^*
9				1	$-\frac{B_4}{B_5}$					B_9^*

Com a matriz de incidência elaborada, faz-se a determinação dos vetores de custos exergéticos e exergoeconômicos.

Logo:

$$\begin{array}{c}
 \text{vetor } B^* \\
 \hline
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 B_7 \\
 0 \\
 0
 \end{array}$$

sendo que o cálculo do custo exergético do combustível, B_7 , é dado por sua vazão mássica associado ao seu poder calorífico. Então:

$$B_7 = \dot{m}_c \cdot PCI \quad (2.21)$$

Os sistemas elaborados até o presente momento tratam praticamente de sistemas de otimização para plantas operando com sistemas de geração elétrica através de vapor. A análise proposta para o presente trabalho visa uma planta de refrigeração, utilizando um refrigerante flúor-carbônico, também chamado HFC.

3 ANÁLISE DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO REFRIGERANTE R134a

3.1 ASPECTOS GERAIS

Para a realização da análise exérgica e exergoeconômica proposta nesta dissertação, entendeu-se que seria desejável o desenvolvimento de uma modelagem para as propriedades físicas do refrigerante R134a, uma vez que, em um primeiro momento, a inversão da matriz de incidência necessária para o cálculo dos custos exérgicos e exergoeconômicos, bem como a otimização das variáveis de decisão, seriam realizadas através do emprego do **software LINGO**, versão 7.0, na medida em que o processo seqüencial de cálculos poderia se tornar um elemento limitador para o desenvolvimento dos resultados em função da necessidade de reajuste dos valores durante o processo.

Com base nesse entendimento, foi realizada uma extensa pesquisa bibliográfica para a composição da formulação necessária à realização dos cálculos então propostos. Neste capítulo são apresentadas as formulações de ajuste para o cálculo das propriedades do refrigerante R134a, bem como se discutem as dificuldades técnicas encontradas para a sua implementação.

3.2 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO R134a - ALTERNATIVAS DE MODELAGEM

A análise das propriedades termodinâmicas do R134a faz-se necessária, em vista da necessidade de se otimizar o processo, ou seja, a determinação de propriedades como entalpia, entropia e volume específico serão bastante necessárias ao longo da análise, dadas às transformações a que o refrigerante se encontra submetido ao longo do processo de otimização, bem como o reajuste dessas propriedades.

A modelagem inicialmente proposta, dentre as várias possibilidades para a determinação das propriedades termodinâmicas existentes, teve por base a Equação de Estado Modificada de Benedict-Webb-Rubin, EMBWR, que assim se apresenta:

$$P = \sum_{n=1}^9 \frac{a_n}{v^n} + e^{\left(\frac{-v_c}{v}\right)^2} \sum_{n=10}^{15} \frac{a_n}{2^{n-17} v} \quad (3.1)$$

$a_1 = RT$	$a_2 = b_1 T + b_2 T^{0.5} + b_3 + b_4/T + b_5/T^2$	(3.2)
$a_3 = b_6 T + b_7 + b_8/T + b_9/T^2$	$a_4 = b_{10} T + b_{11} + b_{12}/T$	
$a_5 = b_{13}$	$a_6 = b_{14}/T + b_{15}/T^2$	
$a_7 = b_{16}/T$	$a_8 = b_{17}/T + b_{18}/T^2$	
$a_9 = b_{19}/T^2$	$a_{10} = b_{20}/T^2 + b_{21}/T^3$	
$a_{11} = b_{22}/T^2 + b_{23}/T^4$	$a_{12} = b_{24}/T^2 + b_{25}/T^3$	
$a_{13} = b_{26}/T^2 + b_{27}/T^4$	$a_{14} = b_{28}/T^2 + b_{29}/T^3$	
$a_{15} = b_{30}/T^2 + b_{31}/T^3 + b_{32}/T^4$		

bem como suas respectivas particularidades, propostas por McLinden et al (1989), Du Pont (2002), Sörner e Ström (1995), Piao, Iwata e Noguchi (1998) e Huber e Ely (1992), sendo que McLinden et al (1989) e Du Pont (2002) trabalham com a formulação acima descrita, Huber e Ely (1992) consideram massas específicas ao invés de volumes específicos e Sörner e Ström (1995) e Piao et al (1994) deduzem novos modos de se escrever a EMBWR.

Uma dificuldade em particular pôde ser observada quando da pesquisa em questão, no que diz respeito a se estabelecer à equação e respectivos coeficientes, visto que as referências anteriormente citadas usam valores de b_i bem distintos; a título de ilustração, apresentam-se os valores apresentados para o coeficiente b_1 , conforme a Tabela 3.1, certamente em conseqüência de considerações diversas de referências para a condição de estado inicial, muito embora não haja menção desses fatos nos trabalhos citados.

Tabela 3.1 – Análise comparativa de b_1 , da EMBWR

Autor	Du Pont	Mc Linden	Huber e Ely
b_1	$-6,5455235227 \times 10^{-2}$	$5,432351078 \times 10^1$	$6,81716385385 \times 10^{-1}$

Analisou-se, em adição, a equação de estado de Martin-Hou propostas por Piao et al (1994), Autofrost (2002) e Wilson e Basu (1988), levando-se em consideração que a de Piao, Iwata e Noguchi (1998) refere-se a uma mistura de gases e a de Autofrost ao fluido R-406a. Obviamente, considerou-se que as constantes deveriam ser ajustadas, do R-406a pelo R134a, bem como a necessidade de não se trabalhar com uma mistura, e sim com a fração molar de um único fluido. A formulação proposta por Wilson e Basu (1988), própria do R134a, foi ajustada de acordo com análises feitas em laboratório pelos autores.

Foram feitos testes para a avaliação do erro relativo quando da aplicação das formulações citadas, com os diferentes coeficientes, quando aplicadas ao R134a; observaram-se dificuldades surgidas no uso dessas equações, dada a não correspondência dos valores obtidos com os de **softwares** como o **Computer-Aided Thermodynamic Tables 2**, v. 1.0, presente em Van Wylen, Sontag e Borgnakk (1998), e de referências como Moran e Shapiro (1998).

Tal dificuldade conduziu a pesquisa, dessa forma, à busca de equacionamentos que se revelassem com menor erro e, nesta busca, encontrou-se o **software** REFPREX, o qual age como uma interface que conecta o programa de propriedades de refrigerantes REFPROP versão 6.0 (NIST, 2002), com o **software Excel**, versão 97, ou superior. O Refprex funciona como um suplemento do **Excel**, o qual pode ser instalado através do seguinte passo:

- Com o **Excel** aberto, clicar em:
Ferramentas\Suplementos\Procurar\Refprex6.xla
- Com a barra de ferramenta Refprex ativa, verificar o item **Settings** para confirmar se a pasta **Fluids** encontra-se no diretório correto.

Por se tratar de uma versão demonstrativa, apenas os refrigerantes R12 e R152a estavam disponíveis. As determinações das propriedades termodinâmicas coerentes, de acordo com as referências citadas anteriormente, aliadas ao método de Valero aplicado

no **Excel** e pronto para ser otimizado pelo suplemento **What'sBest!** - um **software** de otimização com interface para a planilha **Excel**, disponível na página da **LINDO** - tornavam esta metodologia bastante atraente do ponto de vista prático e pela infinidade de aplicações que poderiam ser feitas.

Não obstante, o **software What'sBest!** apresenta limitações que impedem seu uso. As limitações são referentes ao fato de os comandos efetuados pelo Refprex e pelo uso de matrizes na planilha **Excel** não se reconhecerem.

Em face desta dificuldade, tentou-se a implementação através do **software** de otimização denominado **LINGO**, versão 7.0, bem mais robusto e estruturado que o **What'sBest!**. Ambos os **softwares** estão disponíveis para versão demonstrativa, pelo endereço eletrônico da companhia **Lindo System**.

Para tanto, novas possibilidades surgiram, como a de importar ao **Lingo** os valores termodinâmicos obtidos pelo **Excel** ou da rotina em **Fortran** obtida de Basu. O procedimento de transferência foi realizado com êxito, sendo o único problema - e o mais grave - o fato de iniciado o processo de otimização pelo **Lingo**, não haver o recálculo das variáveis termodinâmicas inerentes ao processo de otimização. Como o **Lingo** não possui recurso de **looping**, não se tornou viável realizar, a cada iteração, o necessário re-cálculo das propriedades termodinâmicas de cada fluxo.

O equacionamento proposto teve como base o desenvolvimento feito por Tillner-Roth (1994), mas não em sua totalidade. Os dois motivos principais para isso são:

- a equação de determinação da massa específica de Wilson e Basu apresenta resultados mais próximos aos obtidos pela literatura do que a trabalhada por Tillner-Roth.
- não houve a necessidade de trabalhar com equações como a da energia de Gibbs e da velocidade do som, entre outras.

As equações utilizadas de Tillner-Roth (1994), bem como as de Wilson e Basu (1988), são apresentadas a seguir.

Considerando as propriedades reduzidas, e a relação volume específico – massa específica, tem-se:

$$Tr = \frac{T}{T_c}; \quad (3.3)$$

$$\text{Pr} = \frac{P}{P_c}; \quad (3.4)$$

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_c} \quad (3.5)$$

$$v = \frac{1}{\rho} \quad (3.6)$$

Para os casos abaixo, todas as constantes serão relatadas adiante, nas tabelas 3.2 a 3.6.

a- Massa específica da fase líquida, demonstrada por Wilson e Basu (1988).

$$\rho_L = \rho_C + \sum_{i=1}^4 D_i (1 - Tr)^{1/3} \quad (3.7)$$

b- Massa específica da fase vapor, demonstrada por Tillner-Roth (1994).

$$\text{Ln} \left(\frac{\rho_v}{\rho_0} \right) = a_{\rho v} \theta^{1/3} + b_{\rho v} \theta^{2/3} + c_{\rho v} \theta^{1/2} + d_{\rho v} \theta^{9/4} + e_{\rho v} \theta^{11/2} \quad (3.8)$$

com $\theta = 1 - T/374.18$

c- Equação de estado fundamental de Helmholtz:

$$\Phi^0 = a_1^0 + a_2^0 \tau + a_3^0 \text{Ln}(\tau) + a_4^0 \tau^{-1/2} + a_5^0 \tau^{-3/4} + \text{Ln}(\delta) \quad (3.9)$$

com $\tau = 1/Tr$

d- Derivadas da equação de estado

$$\begin{aligned} \Phi^r = & \sum_{i=1}^8 a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + e^{-\delta} \sum_{i=9}^{11} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + e^{-\delta^2} \sum_{i=12}^{17} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + \\ & e^{-\delta^3} \sum_{i=18}^{20} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} + e^{-\delta^4} \sum_{i=20}^{21} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\Phi_\tau^r = \sum_{i=1}^{N_0} a_i t_i \tau^{t_i-1} \delta^{d_i} + \sum_{k=1}^4 \left(e^{-\delta^k} \sum_{i=N_{K-1}+1}^{N_K} a_i t_i \tau^{t_i-1} \delta^{d_i} \right) \quad (3.11)$$

$$\Phi_{\delta}^r = \sum_{i=1}^{N_0} a_i d_i \tau^{t_i} \delta^{d_i-1} + \sum_{k=1}^4 \left(e^{-\delta^k} \sum_{i=N_{k-1}+1}^{N_k} a_i \tau^{t_i} \delta^{d_i-1} (d_i - k\delta^k) \right) \quad (3.12)$$

$$\Phi_{\tau}^0 = a_2^0 + \frac{a_3^0}{\tau} + \sum_{j=4}^{N^0} a_j^0 t_j^0 \tau^{t_j-1} \quad (3.13)$$

com o contador N_k com os valores $N_0 = 8$, $N_1 = 11$, $N_2 = 17$, $N_3 = 20$ e $N_4 = 21$.

e- Pressão de vapor, proposto por Tillner-Roth (1994).

$$\text{Ln}\left(\frac{P_v}{P_c}\right) = \frac{a_{pv}\theta + b_{pv}\theta^{3/2} + c_{pv}\theta^2 + d_{pv}\theta^4}{Tr} \quad (3.14)$$

f- Cálculo das Derivadas segundas:

$$\Phi_{\tau\tau}^0 = -\frac{a_3^0}{\tau^2} + \sum_{j=4}^{N^0} a_j^0 t_j^0 (t_j^0 - 1) \tau^{t_j-1} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{\delta\delta}^r &= \sum_{i=1}^{N_0} a_i d_i (d_i - 1) \delta^{d_i-2} \tau^{t_i} + \\ &+ \sum_{k=1}^4 a_i \left[e^{(-\delta^k)} \sum_{i=N_{k-1}+1}^{N_k} a_i (d_i^2 - d_i - k\delta^k (2d_i + k - 1 + k\delta^k)) \right] \delta^{d_i-2} \tau^{t_i} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\Phi_{\tau\tau}^r = \sum_{i=1}^{N_0} a_i t_i (t_i - 1) \delta^{d_i} \tau^{t_i-2} + \sum_{k=1}^4 \left[e^{(-\delta^k)} \sum_{i=N_{k-1}+1}^{N_k} a_i t_i (t_i - 1) \delta^{d_i} \tau^{t_i-2} \right] \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{i\delta}^r &= \sum_{i=1}^{N_0} a_i d_i t_i \delta^{d_i-1} \tau^{t_i-1} + \\ &+ \sum_{k=1}^4 \left[e^{(-\delta^k)} \sum_{i=N_{k-1}+1}^{N_k} a_i t_i (d_i - k\delta^k) \delta^{d_i-1} \tau^{t_i-1} \right] \end{aligned} \quad (3.18)$$

g- Propriedades termodinâmicas em função das derivadas segundas

$$h = RT \left(1 + \tau \left(\Phi_{\tau}^0 + \Phi_{\tau}^r \right) + \delta \Phi_{\delta}^r \right) \quad (3.19)$$

$$s = R \left(\tau \left(\Phi_{\tau}^0 + \Phi_{\tau}^r \right) - \Phi^0 - \Phi^r \right) \quad (3.20)$$

Tabela 3.2 – Constantes para massa específica da fase líquida

D1	819,618300	-----
D2	1023,582000	-----
D3	-1156,757000	-----
D4	789,719100	-----
ρ_c	508,000000	Kg/m ³

Tabela 3.3 – Constantes para a massa específica da fase vapor

a_{pv}	-2,837294
b_{pv}	-7,875988
c_{pv}	4,478586
d_{pv}	-14,140125
e_{pv}	-52,361297
ρ_0 (kg/m ³)	516,86

Tabela 3.4 – Constantes para a pressão de vapor

a_{pv}	-7,686556
b_{pv}	2,311791
c_{pv}	-2,039554
d_{pv}	-3,583758
Pc (MPa)	4,05629

Tabela 3.5 – Constantes para o cálculo de ϕ 's

a_1^0	-1,019535	a_5^0	-3,92717
a_2^0	9,047135	t_4^0	-0,50000
a_3^0	-1,629789	t_5^0	-0,75000

Tabela 3.6 – Constantes para o cálculo de ϕ 's

a1	0,055868170	t1	-0,5	d1	2,0
a2	0,498223000	t2	0,0	d2	1,0
a3	0,024586980	t3	0,0	d3	3,0
a4	0,000857015	t4	0,0	d4	6,0
a5	0,000478858	t5	1,5	d5	6,0
a6	-1,80080800	t6	1,5	d6	1,0
a7	0,267164100	t7	2,0	d7	1,0
a8	-0,04781652	t8	2,0	d8	2,0
a9	0,014239870	t9	1,0	d9	5,0
a10	0,332406200	t10	3,0	d10	2,0
a11	-0,007485907	t11	5,0	d11	2,0
a12	0,000101726	t12	1,0	d12	4,0
a13	-0,51845670	t13	5,0	d13	1,0
a14	-0,08692288	t14	5,0	d14	4,0
a15	0,205714400	t15	6,0	d15	1,0
a16	-0,005000457	t16	10,0	d16	2,0
a17	0,000460326	t17	10,0	d17	4,0
a18	-0,003497836	t18	10,0	d18	1,0
a19	0,006995038	t19	18,0	d19	5,0
a20	-0,01452184	t20	22,0	d20	3,0
a21	-0,000128546	t21	50,0	d21	10,0

A nova abordagem foi então elaborada, desta vez empregando o equacionamento proposto anteriormente para a obtenção das propriedades termodinâmicas do R134a, diretamente como rotina no **software** de otimização **Lingo**.

O **Lingo** é um software que apresenta boa capacidade de manipulação matemática, cujos recursos para a otimização constituem seu maior diferencial em relação a outros softwares comerciais. Nesse software encontram-se disponíveis recursos para a solução de problemas lineares, não-lineares e inteiros a partir de funções pré-definidas.

Nesse ponto duas rotinas seriam implementadas no **Lingo**: a do R134a e a dos custos exergéticos e exergoeconômicos provenientes da planta de refrigeração do modelo proposto por d'Accadia e Rossi (1998).

Problemas de outra ordem então surgiram, agora decorrentes do fato de se trabalhar com o **software Lingo**, sejam eles pela dificuldade de tornar a matriz do problema formulado funcional para o cálculo como também pela dificuldade em se executarem processos iterativos e de laços, necessários aos cálculos das propriedades termodinâmicas. Foram pedidos auxílios on-line à **Lindo System**, que procurou ajudar nos casos mais simples, porém encaminhou os mais complexos aos seus consultores externos, os quais condicionaram a apresentação de alternativas à cobrança pelo serviço, fugindo, dessa forma, dos objetivos do trabalho de pesquisa então proposto.

Em decorrência de tais entraves com o emprego do **software Lingo** para a aplicação em questão, optou-se pelo emprego do **software EES**, ou Engineering Equation Solver, disponível através de convênio de projeto de pesquisa e desenvolvimento em andamento. O referido programa tem uma linguagem simples e conta com recursos indispensáveis para o caso em estudo, como o fato de ter as rotinas de propriedades termodinâmicas de várias substâncias em seu banco de dados, de realizar processos de otimização, de realizar análise de inconsistência de unidades, entre outros atrativos que foram determinantes para seu uso.

O EES é um software de manipulação matemática que conta com uma boa biblioteca de funções pré definidas para o cálculo de propriedades termodinâmicas (e de engenharia, de um modo geral) de um grande número de substâncias.

O EES conta, ainda, com uma estrutura informal de otimização, quer dizer, não estruturada nas bases dos modelos de otimização tradicionalmente empregados em pesquisa operacional; entretanto, é possível alcançarem-se os objetivos almejados na presente pesquisa por meio deste recurso, na medida em que é possível por seu emprego realizar-se a análise exergética para determinação dos custos exergéticos e custos exergéticos unitários dos fluxos envolvidos no processo, bem como é possível definir as variáveis de decisão e uma função objetivo sobre a qual se deseja obter a condição ótima, tal como será exposto na seqüência.

Não se decidiu pela utilização do FORTRAN como base para a presente aplicação pela necessidade que então se incorreria de desenvolver rotinas de teste tanto para as equações de propriedades termodinâmicas quanto de otimização.

4 ANÁLISE EXERGÉTICA E EXERGOECONÔMICA

4.1 ASPECTOS GERAIS

Com base nos resultados até então desenvolvidos, serão apresentados a seguir os procedimentos realizados para a análise exergética e exergoeconômica de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

O sistema a ser considerado é o proposto por d'Accadia e Rossi (1998), o qual propõe um sistema de refrigeração composto por dois motores elétricos, um motor (EM_1) acionando o compressor (CP) e o outro motor (EM_2) a bomba (PM), conforme figura 4.1. A configuração a ser considerada no presente estudo será uma unidade de refrigeração bastante próxima daquela proposta por tais autores, operando com vapor superaquecido do fluido refrigerante 1,1,1,2 tetrafluoretano, comercialmente conhecido como R134a; a proposta original apresenta os resultados para o refrigerante R22.

4.2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

O problema originalmente proposto em d'Accadia e Rossi (1998) apresenta a configuração fixa de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor composto de um condensador (CO), uma válvula de expansão (VA), um evaporador (EV) e uma torre de resfriamento (TR), todos considerados dentro de uma mesma região de interesse, a região de resfriamento da água de circulação.

A análise do sistema é feita considerando-se três divisões fictícias distintas. O sistema é analisado quanto as exergias relacionadas a componentes de pressão (BP) e temperatura (BT) e outro fluxo relacionando às perdas de exergia presentes nos fluxos, chamada de **negentropia** pelo autor, conforme figura 4.2.

A matriz de incidência é elaborada conforme o fluxo nos equipamentos, acrescido das proposições 1 a 5 da Teoria do Custo Exergético, anteriormente apresentadas.

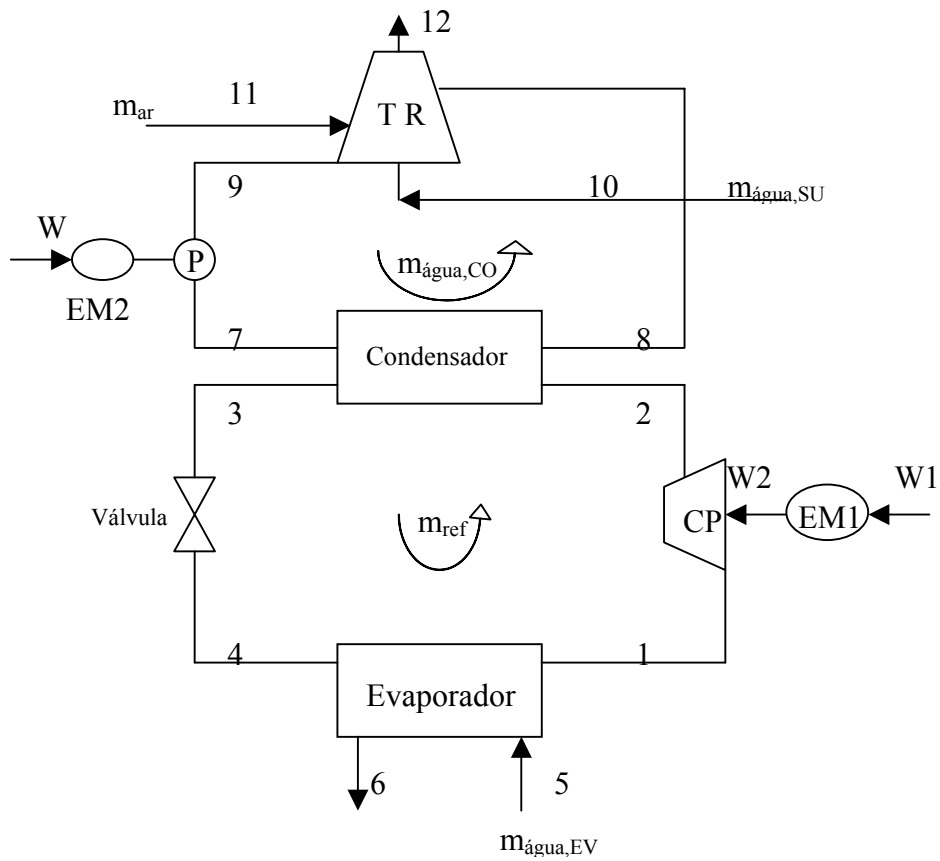


Figura 4.1 – Ciclo de refrigeração proposto por d'Accadia e Rossi

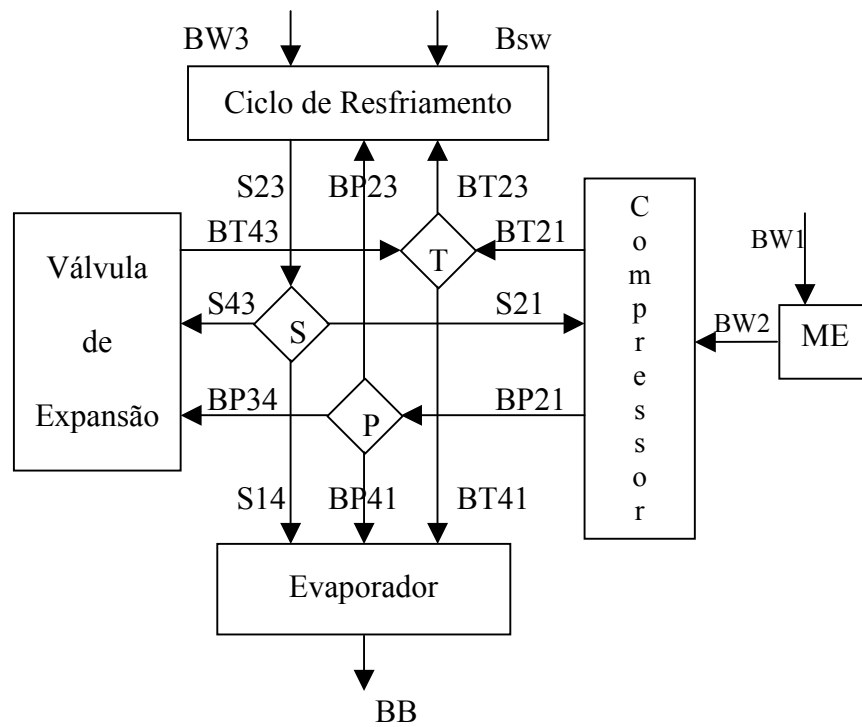


Figura 4.2 – Esquema produtivo da planta de refrigeração

A equação matricial resultante é apresentada sob a forma:

$$Y = A^{-1} \cdot E \quad (4.1)$$

sendo A^{-1} a matriz de incidência inversa da matriz A , dada na figura 4.3, e Y o vetor de custos exergéticos ou exergoeconômicos, o qual depende do vetor de estimativas E , podendo assumir valores exergéticos (E') ou exergoeconômicos (E''), respectivamente, conforme a análise que se está realizando. Na formulação exergoeconômica, o parâmetro ξ corresponde ao fator de amortização da análise econômica, igual a $5,54 \cdot 10^{-9} \text{ s}^{-1}$.

As equações referentes a exergia física da componente térmica, BT, e da componente física de pressão, BP, bem como as irreversibilidades, S, e de trabalho mecânico, demonstradas na figura 4.2 são apresentadas abaixo, conforme descrito por d'Accadia e Rossi (1998).

$$BP21 = m_{\text{ref}}(h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2)) \quad (4.2)$$

$$BP23 = m_{\text{ref}}(h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)) \quad (4.3)$$

$$BP41 = m_{\text{ref}}(h_1 - h_4 - T_0(s_1 - s_4)) \quad (4.4)$$

$$BP34 = m_{\text{ref}}(h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4)) \quad (4.5)$$

$$BT21 = m_{\text{ref}} \left((h_1 - h_2) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ext}}} \right) \right) \quad (4.6)$$

$$BT23 = m_{\text{ref}} \left((h_3 - h_2) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ext}}} \right) \right) \quad (4.7)$$

$$BT41 = m_{\text{ref}} \left((h_1 - h_4) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{int}}} \right) \right) \quad (4.8)$$

$$BT43 = m_{\text{ref}} \left((h_3 - h_4) \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{int}}} \right) \right) \quad (4.9)$$

$$S21 = m_{\text{ref}}(s_1 - s_2)T_0 \quad (4.10)$$

$$S23 = m_{\text{ref}}(s_3 - s_2)T_0 \quad (4.11)$$

$$S14 = m_{\text{ref}}(s_1 - s_4)T_0 \quad (4.12)$$

$$S43 = m_{\text{ref}}(s_3 - s_4)T_0 \quad (4.13)$$

Vetores de valores externos

Matriz de custos: \underline{A}

	BW1	BW2	BP21	BP23	BP34	BP41	BW3	BSW	BT21	BT23	BT43	BT41	S23	S21	S43	S14	BB
1	1	-1															
2		1	-1						-1					1			
3				1			1	1		1			-1				
4					1						-1				1		
5						1						1				1	-1
6			1	-1	-1	-1											
7									1	-1	1	-1					
8													1	-1	-1	-1	
9			BP21						BT21								
10				BP23		BP41											
11				BP23	BP34												
12										BT23		BT41					
13														1/S21	-1/S43		
14														1/S21		-1/S14	
15	1																
16							1										
17								1									

	E'	E''
Y(BW1)	0	$-\xi Z1$
Y(BW2)	0	$-\xi Z2$
Y(BP21)	0	$-\xi Z3$
Y(BP23)	0	$-\xi Z4$
Y(BP34)	0	$-\xi Z5$
Y(BP41)	0	0
Y(BW3)	0	0
Y(BSW)	0	0
Y(BT21)	0	0
Y(BT23)	0	0
Y(BT43)	0	0
Y(BT41)	0	0
Y(S23)	0	0
Y(S21)	0	0
Y(S43)	BW1	$c0BW1$
Y(S14)	BW3	$c0BW3$
Y(BB)	BSW	ΠSW

$Y \left\{ \begin{array}{l} \text{Custo exergético} \quad Y = B^* \\ \text{Custo Termoeconômico} \quad Y = \Pi \end{array} \right.$

Figura 4.3 – Matriz de custos exergéticos e exergoeconômicos

$$BW1 = m_{\text{ref}}(h_2 - h_1) \quad (4.14)$$

$$BW2 = BW1 \cdot \eta_{EM1} \quad (4.15)$$

A definição da função objetivo caracteriza o sistema de otimização, amparado pela matriz de incidência, agora com um caráter de sistema de equações de restrições.

Para o caso estudado, o objetivo foi o de minimizar o custo econômico global do produto BB, respeitando as variáveis de decisões, e de projeto, do sistema, quais sejam:

x_1 = eficiência eletromecânica do motor elétrico, η_{EM1} ;

x_2 = eficiência isentrópica do compressor, η_{CP} ;

x_3 = efetividade térmica do condensador, ε_{CO} ;

x_4 = efetividade térmica do evaporador, ε_{EV} ;

As variáveis acima apresentam estimativas iniciais, os quais permitem um bom ponto de partida. A análise de otimização foi feita por partes, considerando que uma variável de decisão mínima irá determinar a variável de decisão mínima seguinte. Ou seja, um valor mínimo de x_1 acarreta em um valor mínimo para x_2 e assim sucessivamente. Essa aproximação foi aceita para o caso em questão, pois apresentou valores muito próximos aos mínimos reais.

Os cálculos dos custos dos equipamentos são propostos conforme Böehm (1987), Kays e London (1964), e Fraas e Özişik (1965), conforme apresentado por d'Accadia e exposto a seguir.

- Custo dos motores elétricos

$$Z_i = Z_{0,i} \left(\frac{P_i}{P_{0,i}} \right)^{m_i} \frac{\eta_i}{(1-\eta_i)} \quad i = EM1, EM2 \quad (4.16)$$

sendo P_i o trabalho mecânico suprido pelo motor e η a referida eficiência eletromecânica.

No caso estudado:

$$EM1 \rightarrow Z_{0,EM1} = \text{US\$}150$$

$$P_{0,EM1} = 10 \text{ kW}$$

$$m_{EM1} = 0,87$$

$$\eta_{EM1} = 0,9$$

$$EM2 \rightarrow Z_{0,EM2} = \text{US\$} 150$$

$$P_{0,EM1} = 10 \text{ kW}$$

$$m_{EM1} = 0,67$$

$$\eta_{EM2} = 0,8$$

- Custo do compressor

$$Z_{CP} = Z_{0,CP} \left(\frac{P_{CP}}{P_{0,CP}} \right)^m \left(\frac{\eta_{CP}}{0,9 - \eta_{CP}} \right)^{n_{CP}} \quad (4.17)$$

com $P_{CP} = \text{BP}21 + \text{BT}21$ [kW]

$$\eta_{CP} = 0,8$$

$$Z_{0,CP} = \text{US\$}12000$$

$$P_{0,CP} = 100 \text{ kW}$$

$$m_{CP} = 1,0$$

$$n_{CP} = 0,5$$

- Custo do condensador

$$Z_{CO} = Z_{0,CO} \left\{ \frac{C_{W,CO}}{U_{CO} A_{0,CO}} [-\text{Ln}(1 - \varepsilon_{co})] \right\} \frac{P_{CO}}{T_0} \quad (4.18)$$

com $P_{CO} = \text{S}23$

$$C_{W,CO} = (m \cdot Cp)_{\text{água}}$$

$$A_{0,CO} = 100 \text{ m}^2$$

$$U_{CO} = 0,150 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$Z_{0,CO} = 450 \text{ US\$}/\text{kW}$$

$$\varepsilon = 0,7$$

- Custo da válvula de expansão

$$Z_{VA} = Z_{0,VA} P_{VA} \quad (4.19)$$

sendo $P_{VA} = \text{BT43}$

$$Z_{0,VA} = 37 \text{ US\$/kW}$$

- Custo da bomba

$$Z_{PM} = Z_{0,PM} \left(\frac{P_{PM}}{P_{0,PM}} \right)^{m_{PM}} \left(\frac{\eta_{PM}}{1 - \eta_{PM}} \right)^{n_{PM}} \quad (4.20)$$

para $Z_{0,PM} = \text{US\$ } 800$

$$P_{0,PM} = 10 \text{ kW}$$

$$m_{PM} = 0,26$$

$$n_{PM} = 0,50$$

$$\eta_{PM} = 0,75$$

- Custo do evaporador

$$Z_{EV} = Z_{0,EV} \left\{ \frac{C_{W,EV}}{U_{EV} A_{0,EV}} [-\text{Ln}(1 - \varepsilon_{EV})] \right\} \frac{P_{EV}}{C_{W,EV}} \quad (4.21)$$

com $P_{EV} = \text{BB}$

$$U_{EV} = 0,2 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$A_{0,EV} = 100 \text{ m}^2$$

$$Z_{0,EV} = 1140 \text{ US\$/kW}$$

$$C_{W,EV} = (m \cdot C_p)_{\text{água}}$$

$$\varepsilon_{EV} = 0,6$$

- Custo da torre de resfriamento

$$Z_{TR} = a_0 + a_1 \Psi_{fill} + a_2 m_{\acute{a}gua, SU}$$

$$ND = \frac{(TC - 0,08)}{a} \left(\frac{m_{H_2O}}{m_{ar}} \right)^n$$

$$H = 0,3ND \quad (4.22)$$

$$Af = \frac{m_{\acute{a}gua}}{5,4}$$

$$\Psi_{fill} = Af.H$$

Com: $a_0 = \text{US\$ } 350$ $n = 0,62$

$a_1 = 350 \text{ US\$}/\text{m}^3$ $a = 0,07$

$a_2 = 4000 \text{ US\$}/(\text{kg}/\text{s})$

Com referênci a figura 4.2, tem-se que os custos nã o sã o apenas relativos as máquinas em si, mas  região de interesse do processo. Logo:

$$Z_1 = Z_{EM1}$$

$$Z_2 = Z_{CP}$$

$$Z_3 = Z_{CO} + Z_{TR} + Z_{PM} + Z_{EM2}$$

$$Z_4 = Z_{VA}$$

$$Z_5 = Z_{EV}$$

(4.23)

4.3 IMPLEMENTAÇÃO DO PROBLEMA

A planta de refrigeração citada utiliza o refrigerante cloro-diflor-metano, mais conhecido como R-22. Para a análise proposta pelo presente trabalho, utilizou-se o refrigerante 1,1,1,2 tetrafluoretano, conhecido como R134a. Não é o escopo desse trabalho argumentar sobre as características e vantagens e desvantagens sobre o uso ou não desse ou daquele refrigerante. Foi considerado, ainda, uma alteração na planta de refrigeração, associando-se a bomba e o motor elétrico 2 ao conjunto de resfriamento, bem como a mudanç da formulação para o cáculo de custos do condensador e do

evaporador, conforme se apresenta na Figura 4.4. A primeira alteração foi decorrente de dificuldades técnicas no estabelecimento de valores adequados para a otimização, o que se resolveu incorporando-os ao conjunto de resfriamento sem maiores problemas para com a obtenção dos resultados; a segunda alteração decorreu de dificuldades na consistência das equações de custo originais, que apresentavam relações entre o NUT, número de unidades de transferência, e a efetividade que se cancelavam. Como a formulação que lhes deu origem não é disponível na referência adotada, houve por bem buscar nova formulação.

Iniciou-se o teste de convergência de resultados propostos por d'Accadia e Rossi (1998), quais sejam, os fluxos de entropia e exergias de componentes térmicas e de pressão, bem como os custos exergéticos, dos equipamentos em uso na planta de refrigeração e de suas eficiências e efetividades. Deve-se atentar, em tempo, que o ciclo de refrigeração utiliza o fluido R-22.

Um problema inicial foi o de ajustar as características termodinâmicas do processo, tais como temperatura e pressão, visto não estarem expostas no artigo, bem como dados sobre vazões mássicas do refrigerante e das águas do evaporador e de abastecimento da torre de resfriamento.

Contornou-se esse fato pela adoção de valores iniciais razoavelmente aceitos, mas a reprodução dos valores propostos por d'Accadia e Rossi (1998) não eram obtidos. Revendo a formulação proposta, foi descoberta uma pequena falha, provavelmente de digitação, na publicação do artigo, referente às equações 4.18 e 4.21, visto que o conjunto de unidades apresentava inconsistência, levando a hipótese de um novo termo na equação ser necessária.

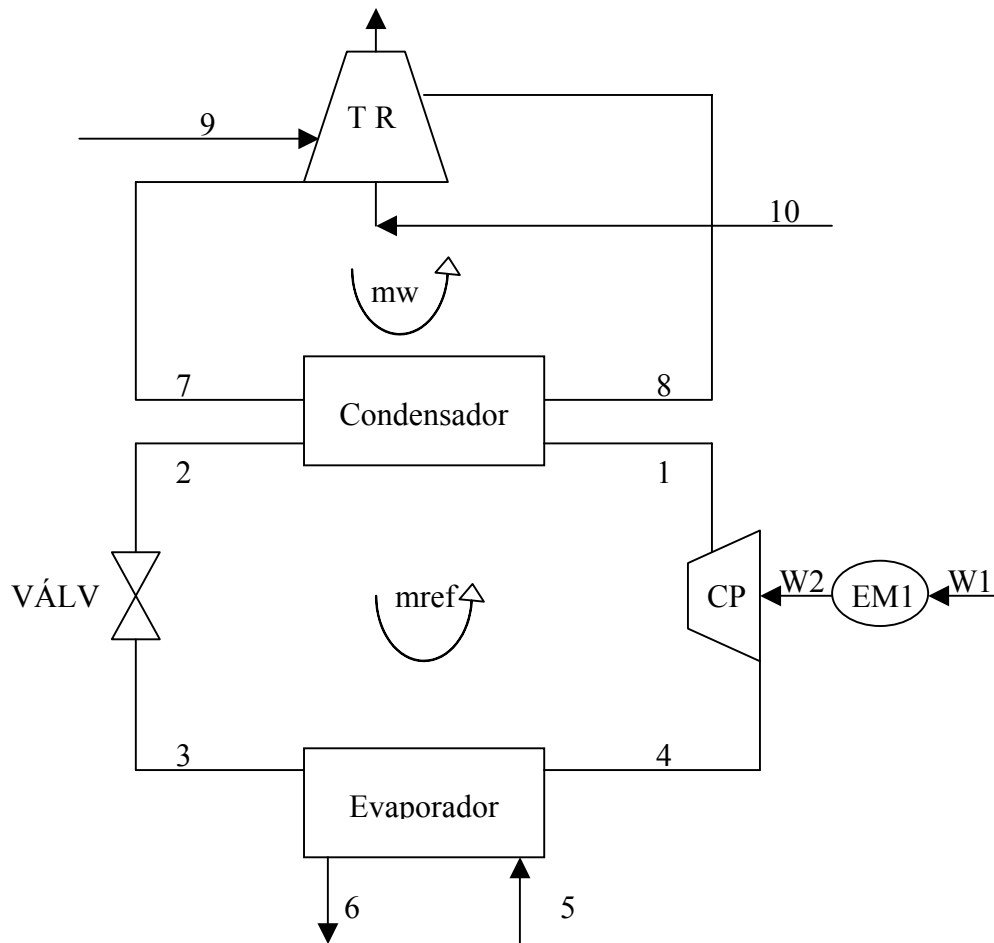


Figura 4.4 – Planta de Refrigeração com torre de resfriamento por convecção natural

Novas equações para o custo do condensador e do evaporador foram desenvolvidas, de acordo com Böehm (1987), foram calculadas procurando atingir os parâmetros iniciais do projeto. As novas equações de custo de investimento consideradas são a seguir apresentadas:

- Custo do evaporador:

$$Z_{EV} = Z_{0,EV}(BB/10)^{5,359} \quad (4.24)$$

- Custo do condensador:

$$Z_{CO} = Z_{0,CO}(S23/10)^{0,626} \quad (4.25)$$

sendo:

$$Z_{0,CO} = Z_{0,EV} = 3000 \text{ US\$}$$

e com BB e S23 os fluxos exérgico e entrópico relativo às perdas, respectivamente, do evaporador e do condensador.

Foram estabelecidos, de igual modo, os fluxos exérgicos para a condição adotada no presente trabalho, conforme apresentado na Figura 4.5, para a qual se apresentam os fluxos exérgicos físicos, térmicos e de perdas pertinentes ao ciclo de refrigeração em consideração.

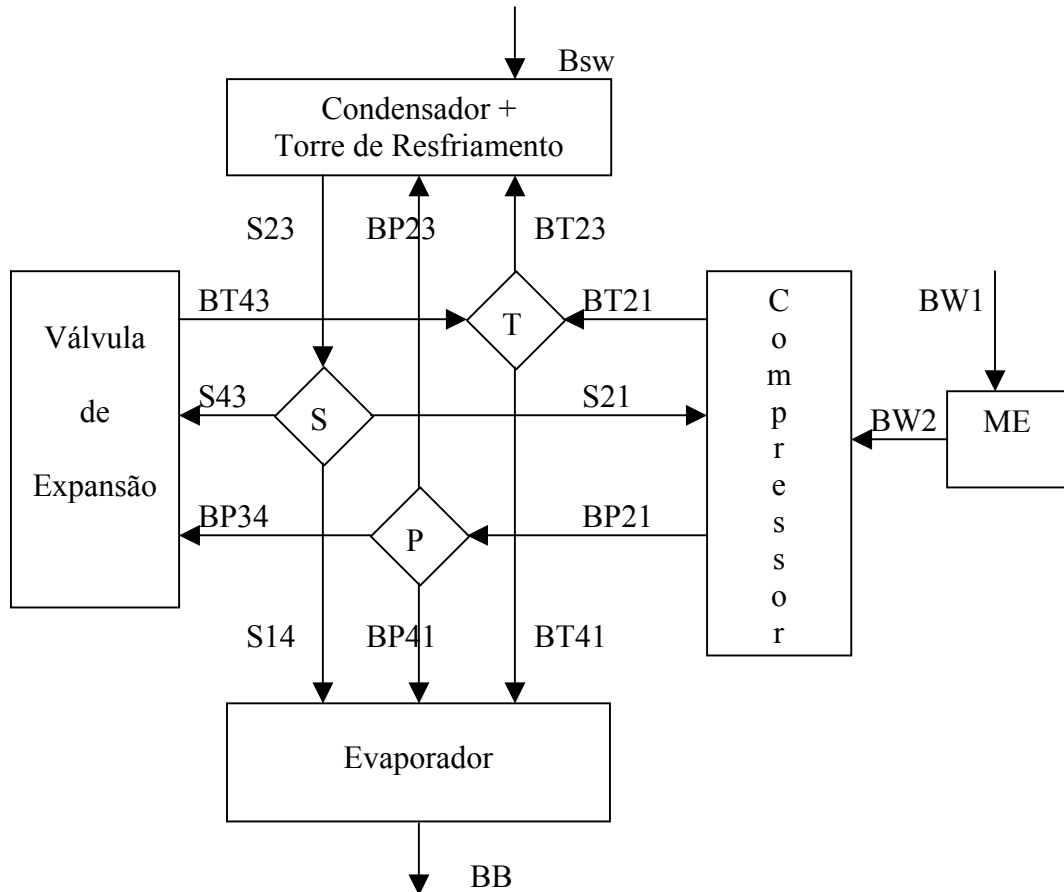


Figura 4.5 – Estrutura produtiva da planta de refrigeração

Os dados de entrada para a análise foram referentes às temperaturas e pressão do processo que satisfizessem a carga térmica requerida, conforme mostrado na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Condições de operação da planta de refrigeração

Fluido	R134a			
Estado	1	2	3	4
T (K)	295,8	350,6	290	280,1
P (kPa)	320	900	855	374,6

De uma forma mais simplificada, aplicando-se os pontos tabelados em um gráfico pressão-entalpia, tem-se:

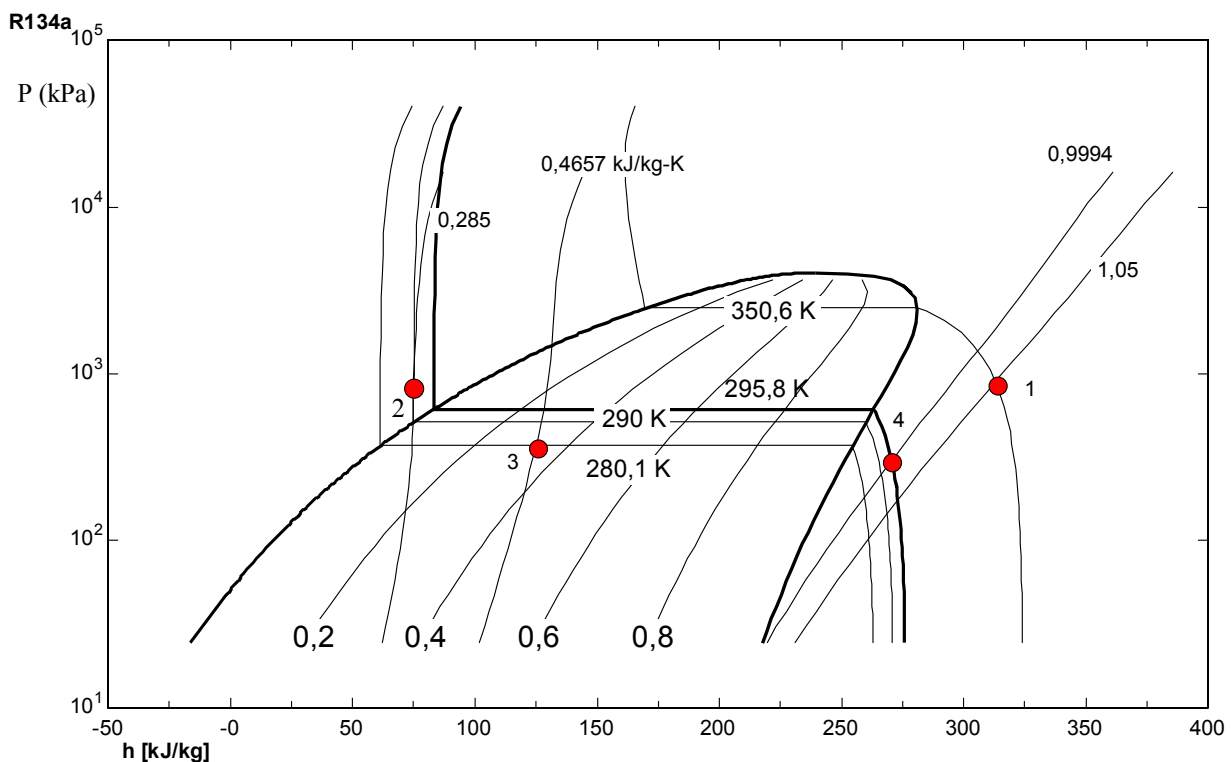


Figura 4.6 – Gráfico P x h do fluido R134a para o caso analisado

As análises exérgicas e exergoeconômica retornam os valores apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3, respectivamente.

O custo exérgico foi obtido pela inversão da matriz de incidência associada ao vetor de valores externos E' . A coluna com os custos exérgicos unitários é obtida pelo emprego da equação 2.19. Na tabela 4.3, igual procedimento é realizado, sendo que o vetor de valores externos E'' é, então, empregado.

Tabela 4.2 – Custos exergeticos para as condições de operação

Fluxo	Fluxo exergetico B (kW)	Custo Exergetico B* (kW)	Custo exergetico unitario (B*/B)
BB	9,20	43,01	4,68
BP21	26,21	40,26	1,54
BP23	10,07	15,47	1,54
BP34	3,84	5,90	1,54
BP41	12,30	18,90	1,54
Bsw	0,01	0,01	1,00
BT21	0,71	1,09	1,54
BT23	3,93	3,64	0,93
BT41	9,32	8,64	0,93
BT43	3,21	11,19	3,48
BW1	43,00	43,00	1,00
BW2	34,40	43,00	1,25
S14	157,30	15,47	0,10
S21	16,79	1,65	0,10
S23	227,90	19,11	0,08
S43	53,84	5,30	0,10

Tabela 4.3 – Custos exergoeconômicos para as condições de operação

Fluxo	Fluxo Exergético (kW)	Custo Exergoeconômico (Π - US\$/$10^{-6}$s)	Custo econômico unitário (Π/B - US\$/GJ)
BB	9,1960	1039,0000	112,9839
BP21	26,2100	829,6000	31,6520
BP23	10,0700	318,7000	31,6485
BP34	3,8380	121,5000	31,6571
BP41	12,3000	389,4000	31,6585
Bsw	0,0520	10,0000	192,3077
BT21	0,7096	22,4600	31,6516
BT23	3,9270	86,8400	22,1136
BT41	9,3210	206,1000	22,1114
BT43	3,2140	270,5000	84,1630
BW1	43,0000	835,9000	19,4395
BW2	38,7000	862,5000	22,2868
S14	157,3000	433,4000	2,7552
S21	16,7900	46,2700	2,7558
S23	227,9000	535,5000	2,3497
S43	53,8400	148,3000	2,7545

É possível se tratar, primariamente, as condições de controle em que se estabelece a função objetivo, no intuito de se minimizar o aumento da exergia física para a água a ser refrigerada, no caso o fluxo BB, com as variáveis de decisão vazão mássica de refrigerante e uma outra que seja, porventura, de interesse do processo.

No caso em questão, a variável de decisão vazão mássica de refrigerante é estipulada dentro de uma faixa de 0,15 a 50 kg/s, ou seja;

$$0,15 \leq m_{\text{ref}} \leq 50 \text{ kg/s}$$

Estipula-se, a título de exemplo, que as variáveis de exergia física da componente térmica, BT, e da componente física de pressão, BP, são mantidas constantes para a fase final do processo de otimização. A tabela 4.4 apresenta os resultados da avaliação

de sensibilidade a partir da formulação proposta; vale ressaltar que o objetivo desta análise não é de se alcançar, necessariamente, o ótimo matemático tal como se demonstra nos textos sobre programação matemática, especialmente porque o software empregado não conduz a solução do problema a partir desse conceito.

Tabela 4.4 – Custos exerгéticos para a condição modificada pela análise de sensibilidade

Fluxo de energia	Fluxo exerгético B (kW)	Custo Exerгético B* (kW)	Custo exerгético unitário (B*/B)
BB	9,1960	6,4550	0,7019
BP21	26,2100	6,4990	0,2480
BP23	10,0700	2,4970	0,2480
BP34	3,8380	0,9517	0,2480
BP41	12,3000	3,0500	0,2480
Bsw	0,0052	0,0052	1,0000
BT21	0,7096	0,1759	0,2479
BT23	3,9270	0,5478	0,1395
BT41	9,3210	1,3000	0,1395
BT43	3,2140	1,6720	0,5202
BW1	6,4500	6,4500	1,0000
BW2	5,8050	6,4500	1,1111
S14	23,5900	2,1050	0,0892
S21	2,5190	0,2247	0,0892
S23	34,1900	3,0500	0,0892
S43	8,0760	0,7204	0,0892

Semelhante análise foi conduzida com os resultados da análise exergoeconômica, disponibilizando os valores que são demonstrados na tabela 4.5. A tabela 4.6 apresenta valores referentes ao caso base exergoeconômico e a condição melhorada pela análise de sensibilidade, na qual observa-se uma melhoria da ordem de 53% no custo total de investimento em equipamentos.

Tabela 4.5 – Custos exergeoeconômicos para a condição modificada pela análise de sensibilidade

Fluxo	Fluxo Exergético (kW)	Custo Exergeoeconômico (Π - US\$/$10^{-6}$s)	Custo econômico unitário (Π/B - US\$/GJ)
BB	9,1960	231,1000	25,1305
BP21	26,2100	149,9000	5,7192
BP23	10,0700	57,6000	5,7200
BP34	3,8380	21,9500	5,7191
BP41	12,3000	70,3600	5,7203
Bsw	0,0052	10,0000	1923,0769
BT21	0,7096	4,0590	5,7201
BT23	3,9270	18,6500	4,7492
BT41	9,3210	44,2700	4,7495
BT43	3,2140	58,8600	18,3136
BW1	6,4500	125,4000	19,4419
BW2	3,1540	125,9000	39,9176
S14	23,5900	105,9000	4,4892
S21	2,5190	11,3100	4,4899
S23	34,1900	153,5000	4,4896
S43	8,0760	36,2500	4,4886

Tabela 4.6 – Custos de operação para o caso base

Custo Econômico (US\$)	Caso Base	Ótimo
Z_{CO}	21238,00	6476,00
Z_{CP}	6461,00	3022,00
Z_{TR}	4802,00	98,01
Z_{EM1}	118,90	118,90
Z_{EV}	404,60	5655,00
Z_{VA}	118,90	118,90
$\Sigma Z's$	33143,40	15488,81

5 RESULTADOS E CONCLUSÕES

5.1 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Foi desenvolvido um estudo visando a otimização de sistemas térmicos, em específico o de uma planta de refrigeração por compressão de vapor, utilizando as análises exérgicas e exergoeconômicas propostas por Valero e Lozano (1993). Os resultados obtidos referem-se à utilização do fluido refrigerante R134a, considerando-se as recentes restrições ambientais ao uso de cloro-fluor-carbonos e da necessidade de substituí-los.

O emprego de modelos exergoeconômicos tem sido recomendado para análise de diferentes sistemas térmicos com sucesso, sendo que uma relativa diversidade de modelos existe em literatura. Dada a característica matricial do modelo referente à T.C.E., desenvolvido por Valero e Lozano, o mesmo tem sido amplamente utilizado.

Sob o ponto de vista da modelagem matemática que dá suporte à T.C.E., percebe-se uma associação entre as redes de grafo e os modelos exérgico e exergoeconômico em estudo. Tal resultado é confirmado pela análise metodológica desenvolvida por Balestieri e Colle (1992), bem como em Nikulshin e Wu (2001).

Para o estudo de caso apresentado, pautou-se no critério de se obter o domínio da aplicação do modelo exergoeconômico em estudo na seleção dos parâmetros operacionais em uma planta de refrigeração por compressão de vapor, partindo-se do cálculo do custo exérgico unitário como uma forma de identificação da condição operacional do conjunto de equipamentos (como se fosse uma fotografia do sistema, em dadas condições).

A análise exergoeconômica, por sua vez, representa a definição dos custos operacionais, tomando-se por base a Segunda Lei da Termodinâmica como parâmetro para a alocação de custos; de modo diverso ao que se obtém através da análise econômica tradicional, na qual os custos são obtidos sem que se leve em conta as perdas presentes no processo, os custos exergoeconômicos obtidos no estudo de caso

contemplam o investimento nos equipamentos e os custos operacionais, realizando um balanço de custos que os distribui segundo um critério assumido como racional por muitos autores.

Considerando-se a necessidade de se avaliar o ciclo termodinâmico de refrigeração a partir das propriedades termodinâmicas do fluido R134a, tornou-se necessário alocar suas propriedades de forma que fossem facilmente adaptáveis ao modelo de avaliação em análise, quais sejam as análises exérgica e exergoeconômica. O uso do programa computacional Lingo como software de otimização foi o ponto de partida para a análise exérgica. A dificuldade em se implementarem as equações termodinâmicas se deve às equações envolvidas, pois não foi possível elaborar uma rotina que convergisse para valores próximos aos citados em referências como Moran e Shapiro (1998). Em contrapartida, o software EES atinge esse objetivo, dado que as referidas equações fazem parte de seu banco de dados e que há comandos específicos que facilitam sua aplicação.

Analisando os softwares empregados, a seguinte decisão teve de ser levada em conta: utilizar um software que é tipicamente de otimização, o Lingo, inclusive para casos de sistemas não lineares, mas com a deficiência de realização de rotinas e laços que seriam fundamentais para o caso em questão, podendo comprometer a análise, ou então utilizar um software, o EES, que tenha a flexibilidade comum em linguagens formais de programação, com as rotinas de interesse para a análise da planta de refrigeração, mas que se aproxima mais de um software para análise de sensibilidade do que um software de otimização. Em vista do exposto, adotou-se a segunda opção.

O procedimento de otimização associado aos diversos modelos exergoeconômicos carece de um aprofundamento em seu estudo, considerando-se a importância que essa associação metodológica apresenta, bem como as dificuldades que muitos profissionais da área enfrentam no seu emprego em conjunto, mesmo para casos simples.

As observações descritas em d'Accadia e Rossi (1998) acerca das dificuldades encontradas por esses autores, e outros, na solução do problema de otimização matemática do problema em questão, dadas as fortes não-linearidades encontradas, foram também verificadas neste trabalho. A abordagem adotada pelos autores acima se

pautou na otimização aproximada, alcançada pela análise individual de cada equipamento com geração de parâmetros de decisão locais que são transferidos em cascata para os demais equipamentos.

No presente trabalho, obteve-se a solução através dos procedimentos e recursos disponíveis no software EES com ordem de grandeza adequada comparativamente aos resultados alcançados em d'Accadia e Rossi (1998), levando-se em conta o fato de ser empregado no mesmo outro refrigerante, a saber, o R-22.

A partir do recurso de minimização do custo exergoeconômico do fluxo BB, responsável pela refrigeração do processo, depreende-se dos resultados obtidos que uma redução significativa nos custos exergéticos e exergoeconômicos de todos os fluxos pode ser alcançada, salvaguardadas as condições básicas para a operação do sistema.

5.2- PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos resultados obtidos, verificam-se os seguintes aspectos que merecem ser investigados em trabalhos futuros:

- a- analisar a fundamentação termodinâmica das equações de estado do refrigerante R134a, assim como o estado de referência para tais equações;
- b- aprofundar estudos de programação que possibilitem a adequada implementação, no software de otimização estudado, o Lingo, de rotinas para cálculo das propriedades termodinâmicas em processos dinâmicos que envolvem laços para a atualização dos valores de tais propriedades;
- c- avaliar configurações alternativas de ciclos de refrigeração por compressão de vapor, em especial aqueles que apresentam múltiplos estágios de troca térmica para melhoria da eficiência termodinâmica;
- d- avaliar os impactos econômicos e ambientais decorrentes do emprego de outros refrigerantes disponíveis, tanto para a configuração proposta quanto para outras estruturas, como proposto no item anterior.

REFERÊNCIAS

ALLEN, D.H. Linear programming models for plant operations planning. **British Chemical Engineering**, v. 16, n. 8, p. 685-691, 1971.

ATALLA, L.; FACCHINI, B., FERRARA, G. Thermo-economic optimization method as design tool in gas-steam combined plant realization. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 42, p. 2163-2172, 2001.

AUToFROST. **Thermodynamic properties of R-406A**. Disponível em: <http://www.autofrost.com/monroe/thermo.html> . Acesso em: 01/06/2002.

BALESTIERI, J.A.P. **Avaliação Tecnológica e metodológica para o planejamento de centrais de cogeração: relatório de pesquisa de Pós-Doutorado**. Universidade Federal de Santa Catarina. 154p, 2001.

BALESTIERI, J.A.P. **Cogeração: geração combinada de eletricidade e calor**. Florianópolis, Editora da UFSC. 279 p., 2002.

BALESTIERI, J.A.P.; COLLE, S. Topological interpretation of exergoeconomic techniques. In: Proceedings of International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impacts of Energy Systems – Ecos 92, 15, Berlim. v. 1, p. 200-206. 1992.

BASU, Rajat S. **R134a** [comunicação pessoal]. Mensagem recebida por <mfeduardo@uol.com.br> em 25 julho 2002.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. John Wiley, N.Y, 1996.

BIALECKI, Ryszard A.; KRUCZEK, Tadeusz. Frictional, diathermal flow of steam in a pipeline. **Chemical Engineering Science**, v. 51, n. 19, p. 4369-4378, out. 1996.

BÖEHM, R. F. **Design analysis of thermal systems**. New York. John Wiley & Sons, 1987. 266 p.

CAVALIERI, F.; ROVERSI, A.; RUGGERI, R. Use of mixed integer programming to investigate optimum running conditions for a thermal power station and possible extension to capacity. **Operational Research Quarterly**, v. 22, n. 3, p. 221-236, 1972.

CERQUEIRA, S.A.A.G.; NEBRA, S.A. Cost attribution methodologies in cogeneration systems. **Energy Conversion Management**, v. 40, p. 1587-1597, 1999.

CHINNECK, J.W.; CHANDRASHEKAR, M. Models of large-scale industrial energy systems – I. Simulation. **Energy**, v. 9, n. 1, p. 21-34, 1984.

CHINNECK, J. W.; CHANDRASHEKAR, M. Models of large-scale industrial energy systems. II– optimization and synthesis. **Energy**, v. 9, 1984, p. 679-692.

D'ACCADIA, Massimo Dentice; ROSSI, Felippo de, Thermoeconomic optimization of a refrigerant plant. **International Journal of Refrigeration**, v. 21, n. 1, pp 42-54, 1998.

DU PONT. **Thermodynamic properties of HFC-134a (1,1,1,2–Tetra–fluoro–ethane)**. Disponível em: <http://www.suva.com.mx/biblioteca.html> . Acesso: 10/06/2002.

FARIA, A.M.; CORREIA, P.B., SALMAZO, C.T. Alocação de geração e reserva girante em usinas hidrelétricas considerando as faixas operativas das unidades. In: Simpósio Brasileiro de Pesquisa Operacional, 25, Campinas. **Anais do Congresso**. 1993, p. 57-61.

FAWKES, S.D.; JACQUES, J.K. Optimum sizing of investment in CHP plant for beverage-related processing industries. **Energy Policy**, v. 14, n. 2, p. 167-171, 1986.

FERREIRA, Eduardo Manfredini; SILVA, Maurício Guimarães da; Análise do fluxo de vapor em redes de distribuição de vapor. **In: Congresso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia**, 8, 2001, Veracruz, México, p. 41-46.

FRAAS, A.P.; ÖZİŞİK, M.N, **Heat Exchanger Design**. Wiley, New York, 1965. 386 p.

FRANGOPOULOS, C.A. **Thermoeconomic functional analysis: a method for optimal design or improvement of complex thermal systems**. Georgia Institute of Technology, PhD Thesis, 1983.

HUBER, Marcia L; ELY, James F. An equation of state formulation of the thermodynamic properties of R134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane). **International Journal of Refrigeration**, v. 15, n. 6, p. 393-400, 1992.

KAYS, W. M.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers**. McGraw-Hill, New York, 1964. 272 p.

KOTAS, T.J. **The exergy method of thermal plant analysis**. London: Butterworths, 1985, ...p .

LINDO SYSTEM. Disponível em: <http://www.lindo.com> . Acesso em: 18/10/2001.

LOZANO SERRANO, M.A. **Termoeconomia**. Zaragoza, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Zaragoza, brochura, 1993.

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

McLINDEN, M. O. et al. Measurement and formulation of the thermodynamic properties of refrigerants 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) and 123 (1,1-Dichloro-2,2,2-Trifluoroethane), **ASHRAE Transactions 95 part 2**, p. 263-283, 1989.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 3a ed. New York: John Wiley. 1998. 802 p.

NAJJAR, Y. S. H., Comparison of performance for cogeneration systems using single- or twin-shaft gas turbine engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 17. n. 2, p. 113-124, 1997.

NIKULSHIN, V., WU, C. Thermodynamic analysis of energy intensive systems based on exergy-topological models. **Exergy Int. Journal**, v. 1, n. , p.173-179, 2001.

OLIVEIRA, P. A. P. de; **Análise funcional na distribuição de vapor**. 1997. ...f Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

PIAO, C. -C.; IWATA, Ikuhiro; NOGUCHI, Masahiro, Thermodynamic properties of HFC-32, HFC-125 and HFC-134a, **Fluid Phase Equilibria**, v. 150-151, p. 313-322, 1998.

PIAO, C.-C. et al. An improved equation of state for R134a **ASHRAE Transactions: Research**. v.100, n. 1, p. 358-366. 1994.

SONNTAG, R. E.; BORGNACK, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica**. 4ª ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1998. 616 p.

SÖRNER, Maria; STRÖM, Krister H. U. Estimation of equations of state parameters for 1,1,1,2-tetrafluoroethane in a modified Benedict-Webb-Rubin equation, **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 73, n. 6, p. 854-861, 1995.

TILLNER-ROTH, R.; BAEHR, H. D., An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 k to 455 k and pressures up to 70 Mpa. **J. Phys. Chem**, v. 23, n. 5, p. 657-728, 1994.

TUNA, C. E. **Um método de análise exergoeconômica para otimização de sistemas energéticos**. 1999. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Transmissão e Conversão de Energia) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

VALERO, A. et al. CGAM problem: definition and conventional solution. **Energy**, Oxford, v. 19, n. 3, p. 279-286, 1994.

WILSON, D. P.; BASU, R.S. Thermodynamic properties of a new stratospherically safe use working fluid: refrigerant 134a. **ASHRAE Transactions**, v. 94, parte 2, p. 263-283, 1988.