

DISSERTAÇÃO

ENGENHARIA MECÂNICA

“ Modelagem Termoeconômica
de Sistemas de Refrigeração:
Produção de Água Gelada para
um Laticínio ”

Iraídes Ap. de Castro Villela

FEG/UNESP
Guaratinguetá
1998



1110000395



CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

IRAÍDES APARECIDA DE CASTRO VILLELA

**"MODELAGEM
TERMOECONÔMICA DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:
PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA
PARA UM LATICÍNIO"**

Dissertação apresentada na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho", Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica (Área de Transmissão e Conversão de Energia).

Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

000395

395

Guaratinguetá

1998



Iraídes Aparecida de Castro
Villela

Localização

24/9/99

R\$ 30,00

Ficha Catalográfica preparada na seção de aquisição e
tratamento da informação da biblioteca - FEG / UNESP

Castro Villela, Iraídes Aparecida de
C355m Modelagem termoeconômica de sistemas de refrigeração:
produção de água gelada para um laticínio / Iraídes Aparecida
de Castro Villela. - Guaratinguetá, 1998
102 p. : il; 30 cm

Bibliografia: f. 99 - 102
Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 1998
Orientador: Prof. Dr. José Luz Silveira

1. Refrigeração 2. Biogás 3. Máquina de Absorção I. Título

CDU - 621.56

T621.56(043)

C355m



UNESP UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Campus de Guaratinguetá

**“MODELAGEM TERMOECONÔMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:
PRODUÇÃO DE ÁGUA GELADA PARA UM LATICÍNIO”**

IRAÍDES APARECIDA DE CASTRO VILLELA


**ESTA DISSERTAÇÃO 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. Paulo Magalhães Filho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOSÉ LUZ SILVEIRA
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ NÉDHO CARRINHO DE CASTRO
Unesp-Feg


Prof. Dr. LEÓN ROQUE SINAY
INPE

Novembro de 1998

Aos meus pais, Flávio e Iraídes

Ao meu esposo, Darcy

Aos meus irmãos, Jaffer e Jefferson.



AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me incentivaram e auxiliaram na elaboração deste trabalho, especialmente:

A DEUS, que me iluminou nas horas mais difíceis;

Ao meu esposo, Darcy que sempre esteve ao meu lado;

Aos meus pais, Flávio e Iraídes aos quais sempre incentivaram os meus estudos;

Ao meu orientador, José Luz Silveira pelo constante apoio em todos os momentos;

Ao amigo, Jairo pelo apoio e dedicação na área computacional;

Às secretárias, Ana e Cidinha pelo carinhoso atendimento às solicitações;

Aos amigos, Adriano, Luis Cláudio e Renê pelas contribuições nas áreas de Termodinâmica e Transmissão de Calor;

Aos professores do curso de mestrado, pelas orientações prestadas;

Aos amigos, da FAENQUIL, do INSTITUTO SANTA TERESA e da FEG que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

"O Impulso do nosso conhecimento exige
relacionar a ordem do Universo com DEUS".

(Max Planck)



SUMÁRIO

RELAÇÃO DE FIGURAS	8
RELAÇÃO DE TABELAS	10
NOMENCLATURA	11
RESUMO	15
ABSTRACT	16

CAPÍTULO 1 – ASPECTOS TÉCNICOS DA PRODUÇÃO DE BIOGÁS

1.1 - Introdução	17
1.2 - Histórico	17
1.3 - Tipos de biodigestores no Brasil	20
1.3.1 - Biodigestor modelo Indiano	22
1.3.2 - Biodigestor modelo Chinês	23
1.4 - Projetos de biogás no mundo	24
1.5 - Generalidades da Leite Paulista	25
1.6 - Dados gerais do processo	26
1.7 - O biogás da Leite Paulista	28
1.8 - Comentários	29

CAPÍTULO 2 – ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

2.1 - Introdução	31
2.2 - Máquina de absorção	32
2.3 - Proposta do uso do sistema de refrigeração por absorção na Leite Paulista	37
2.3.1 - Proposta de um combustor de biogás	38
2.3.2 - Funcionamento da instalação por absorção	39
2.4 - Análise energética	42
2.5 - Análise exergetica	48
2.6 - Comentários	54

CAPÍTULO 3 – ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

3.1 - Introdução	55
3.2 - Descrição detalhada do sistema de compressão proposto	55
3.3 - Análise energética	57
3.4 - Análise exergética	61
3.5 - Comentários	62

CAPÍTULO 4 – ANÁLISE ENERGEOCONÔMICA

4.1 - Introdução	64
4.2 - Análise econômica dos sistemas	64
4.2.1 - Custos de investimentos	64
4.2.2 - Custos de manutenção nos sistemas	65
4.2.3 - Custos associados aos sistemas	66
4.2.4 - Cálculo da receita anual	68
4.2.5 - Análise de sensibilidade	70
4.3 - Comentários	76

CAPÍTULO 5 – ANÁLISE EXERGEOCONÔMICA

5.1 - Introdução	78
5.2 - Metodologia	79
5.3 - Construção do diagrama funcional	80
5.4 - Determinação das expressões para as funções exergéticas (restrições)	83
5.4.1 - Para o sistema de refrigeração por absorção	83
5.4.2 - Para o sistema de refrigeração por compressão	86
5.5 - Formulação matemática da otimização termoeconômica	90
5.5.1 - Para o sistema de refrigeração por absorção	90
5.5.2 - Para o sistema de refrigeração por compressão	91
5.6 - Comentários	96

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

99



RELAÇÃO DE FIGURAS

Figura 1.1 - Biodigestor modelo Indiano	22
Figura 1.2 - Biodigestor modelo Chinês	23
Figura 1.3 - Consumo de vapor no processo (1,08 MPa)	26
Figura 1.4 - Demanda da eletricidade e potência frigorífica	27
Figura 2.1 - Diagrama com duas carcaças, ciclo de água gelada e brometo de lítio	34
Figura 2.2 - Diagrama de duplo efeito, água e brometo de lítio, para produção de água gelada	35
Figura 2.3 - Diagrama de amônia e água	36
Figura 2.4 - Esquema da instalação proposta	37
Figura 2.5 - Esquema do combustor de biogás	38
Figura 2.6 - Configuração do sistema de refrigeração por absorção	40
Figura 2.7 - Variação dos fluxos de calor em relação ao volume de biogás	46
Figura 2.8 - Variação das vazões mássicas de água fria e quente em função do volume de biogás	47
Figura 2.9 - Calor específico dos gases de exaustão em função da temperatura	52
Figura 3.1 - Configuração do sistema de refrigeração por compressão de vapor	56
Figura 3.2 - Variação dos fluxos de calor	60
Figura 3.3 - Variação das vazões mássicas de água fria e quente em função do correspondente de biogás	61
Figura 4.1 - Receita anual em função do "pay back"	70
Figura 4.2 - Receita anual em função do "pay back"	71
Figura 4.3 - Receita anual em função do "pay back"	72

Figura 4.4 - Receita anual em função do "pay back"	72
Figura 4.5 - Receita anual em função do "pay back"	73
Figura 4.6 - Receita anual em função da taxa de juros	73
Figura 4.7 - Receita anual em função do preço do biogás com taxa anual de juros de 8%	74
Figura 4.8 - Receita anual em função do preço do biogás com taxa anual de juros de 12%	75
Figura 4.9 - Receita anual em função do preço do biogás	75
Figura 5.1 - Diagrama funcional do sistema de refrigeração por absorção	81
Figura 5.2 - Diagrama funcional do sistema de refrigeração por compressão de vapor	82
Figura 5.3 - Custo de manufatura exergético em função do custo do biogás	93
Figura 5.4 - Custo de manufatura exergético em função da tarifa de eletricidade	93
Figura 5.5 - Custo de manufatura exergético em função da tarifa de eletricidade	94
Figura 5.6 - Custo de manufatura exergético em função da taxa de juros	95
Figura 5.7 - Custo de manufatura exergético em função da taxa de juros	96



RELAÇÃO DE TABELAS

Tabela 1.1 - Dados gerais da Leite Paulista	27
Tabela 1.2 - Dados da vazão de biogás da Leite Paulista	29
Tabela 2.1 - Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção	41
Tabela 2.2 - Vazões mássicas do sistema de refrigeração por absorção	44
Tabela 2.3 - Dados gerais do sistema	46
Tabela 2.4 - Vazões de água fria e quente na máquina de absorção	47
Tabela 2.5 - Estado de referência dos pontos do sistema	50
Tabela 2.6 - Composição do biogás da Leite Paulista	51
Tabela 2.7 - Dados exergéticos para o sistema de refrigeração por absorção	53
Tabela 3.1 - Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por compressão da amônia	57
Tabela 3.2 - Dados gerais do sistema	59
Tabela 3.3 - Fluxo de massa do fluido refrigerante e da água	59
Tabela 3.4 - Vazões de água fria e quente na máquina de compressão	60
Tabela 3.5 - Estado de referência dos pontos do sistema	61
Tabela 3.6 - Dados exergéticos para o sistema de refrigeração por compressão	62
Tabela 4.1 - Considerações para a análise econômica	67
Tabela 4.2 - Valores de investimentos e de manutenções	68
Tabela 4.3 - Custos do produto da refrigeração	68
Tabela 4.4 - Receita anual esperada	69
Tabela 5.1 - Valores das funções exergéticas do sistema de absorção	87
Tabela 5.2 - Valores das funções exergéticas do sistema de compressão	89
Tabela 5.3 - Resultados da Análise exergoeconômica	92



NOMENCLATURA

Unidades

C_A	custo de produção de frio na máquina de absorção	US\$/kWh
C_{ag}	custo unitário de produção de água gelada	US\$/kWh
C_b	custo unitário de biogás	US\$/kWh
C_C	custo de produção de frio na máquina de compressão	US\$/kWh
CM_{ex}	custo de manufatura exerético	US\$/kWh
CM_{SRA}	custo de manutenção da máquina de absorção	US\$/kWh
CM_{SRC}	custo de manutenção da máquina de compressão	US\$/kWh
COP_e	coeficiente de performance do sistema de refrigeração por compressão	-
COP_f	coeficiente de performance para produção de frio	-
COP_q	coeficiente de performance para produção de calor	-
COP_t	coeficiente de performance total	-
$C_{p_{ag}}$	calor específico da água	kJ/kg K
$C_{p_{gases}}$	calor específico dos gases	kJ/kg K
ex	exergia específica	kJ/kg
ex_{gases}	exergia específica dos gases	kJ/kg
f	fator de anuidade	1/ano
g	aceleração da gravidade	m/s^2

h	entalpia específica	kJ/kg
H	horas de operação	h/ano
I_{SRA}	investimento no sistema de refrigeração por absorção	$\text{US\$}$
I_{SRC}	investimento no sistema de refrigeração por compressão	$\text{US\$}$
k	período de amortização ou pay-back	anos
\dot{m}	vazão mássica	kg/s
\dot{m}_{af}	vazão mássica de água fria	kg/s
\dot{m}_{aq}	vazão mássica de água quente	kg/s
\dot{m}_{ar}	vazão de ar de admissão	kg/s
\dot{m}_{b}	vazão mássica de biogás	kg/s
\dot{m}_{gases}	vazão mássica de gases de exaustão	kg/s
P	pressão	MPa
$\text{PCI}_{\text{biogás}}$	poder calorífico inferior biogás	kJ/Nm^3
P_{el}	tarifa de eletricidade	$\text{US\$/kWh}$
P_{f}	potência frigorífica	kW
\dot{Q}_{a}	fluxo de calor do absorvedor	kW
\dot{Q}_{c}	fluxo de calor do condensador	kW
\dot{Q}_{e}	fluxo de calor do evaporador	kW

\dot{Q}_g	fluxo de calor do gerador	kW
\dot{Q}_{gases}	fluxo de calor dos gases de exaustão	kW
\dot{Q}_r	fluxo de calor do retificador	kW
r	taxa anual de juros	%
R	constante universal dos gases	kJ/kg K
R	receita anual esperada	US\$/ano
s	entropia específica	kJ/kg K
t	fator de taxa de manutenção	-
T	temperatura	K
T_g	temperatura de gases de exaustão	$^{\circ}\text{C}$
v	n $^{\circ}$ de moles	mol
x	concentração	kg/kg
z	diferença de cotas	m
W_b	potência de bomba	kW
W_c	trabalho do compressor	kW
η_B	rendimento da moto bomba	%
ΔG_f^0	energia de formação	kJ/kg
ΔT	variação da temperatura dos gases	$^{\circ}\text{C}$

Subscritos

af - água fria

ag - água

aq - água quente

o - ambiente

Abreviaturas

ETE - Estação de Tratamento de Efluentes

SRA - Sistema de Refrigeração por Absorção

SRC - Sistema de Refrigeração por Compressão

RESUMO

Este trabalho visa estudar a possibilidade do aproveitamento energético do biogás gerado no Reator Anaeróbico da Estação de Efluentes da Cooperativa Central de Laticínios do Estado de São Paulo, a Leite Paulista, unidade de Guaratinguetá, visando melhorar a produção de água gelada, utilizando como recurso este biogás, que atualmente é queimado desperdiçando uma carga energética de potencial considerável ao meio ambiente.

Inicialmente são apresentados dados relacionados a este biogás, como também um estudo utilizando os sistemas de refrigeração por absorção de $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ e de compressão de vapor, utilizando a amônia como fluido refrigerante.

Numa etapa posterior, efetua-se estudos de viabilidade econômica, ao qual se baseia em procurar o caso de maior benefício ou receita anual esperada, sob o ponto de vista energoeconômico.

Em outra etapa, efetua-se estudos de viabilidade econômica, utilizando um método termoeconômico através do uso de um modelo matemático, associando parâmetros termodinâmicos e custos, definindo a função objetiva como sendo o custo de manufatura exergético. Essa formulação do problema de otimização é desenvolvida para os dois sistemas de refrigeração citados anteriormente.

Palavras - chave: Refrigeração; biogás; máquina de absorção.

ABSTRACT

This brainwork is certify to study the possibility of the biogas energetic utilization in the Reactor Anaerobic of the Effluent at Central of Lacticio in the State of São Paulo, Leite Paulista, in Guaratingueta, certifying the best production of iced water, using this biogas like a resource, that nowadays is burnt losing an energetic load with considerable potential environment.

In the benning are show up data associated with this biogas as well as a study using the systems of refrigeration through absorption of the $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ too, and of the vapor compression, using the ammonia like a refrigerant fluid.

Later on, it has been effect studies about economic viability, which it is based on searching the case of bigger benefit or income annual expected, under the point of the view energyeconomic.

In another time, it is effect a method termoeconomic using a mathematics model, associating parameter termodynamics and costs, defining the objective function how are the cost of the exergetic manufacture. This formulation about optimization is developed to the both system of the refrigeration specified.

Keywords: Refrigeration; biogas; absorption machine.

CAPÍTULO 1

ASPECTOS TÉCNICOS DA PRODUÇÃO DE BIOGÁS

1.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo faz-se uma abordagem geral sobre a produção de biogás, apresentando alguns aspectos históricos e modelos de biodigestores. Posteriormente apresenta-se alguns dados de consumo de energia da Cooperativa Central de Laticínios do Estado de São Paulo, a Leite Paulista, unidade de Guaratinguetá, sendo esta unidade uma planta industrial de médio porte; apresenta-se também dados do biogás proveniente da decomposição de material orgânico oriundo da Estação de Tratamento de Efluentes (ETE) desta unidade.

1.2 - HISTÓRICO

O biogás, antigamente conhecido como gás dos pântanos foi descoberto por Shirley em 1667. Já no século XIX, Ulysse Gayon, aluno de Louis Pasteur, realizou a fermentação anaeróbica de uma mistura de estrume e água, a 35 °C, conseguindo obter 100 litros de gás por m³ de matéria. Em 1884, Louis Pasteur, ao apresentar à Academia das Ciências os trabalhos do seu aluno, considerou que esta fermentação podia constituir uma fonte de aquecimento e iluminação (Pires, 1996).

Na Índia, a idéia de aproveitar o gás metano produzido por digestão anaeróbica, já era verificada no século passado, mais precisamente ao ano

de 1859, quando numa colônia de leprosos, em Bombaim, se realizou a primeira experiência de utilização direta de biogás. Cerca de 30 anos depois, em 1895, teve lugar a primeira experiência européia, com a utilização do biogás para iluminação de algumas ruas da cidade de Exter, na Inglaterra, a que se seguiram outras experiências, motivadas principalmente pelo entusiasmo inicial que este processo atingiu. Apesar disso, este combustível não conseguiu vingar como sendo o substituto dos tradicionais, pois sua exploração tem sido bastante reduzida, limitando-se a ser utilizado em alguns casos esporádicos. Foi apenas em 1940, devido à carências energéticas significativas provocadas pela II Guerra Mundial, que o biogás voltou a ser utilizado, quer na cozinha, no aquecimento das casas, ou ainda para alimentação de motores de combustão interna (Pires, 1996).

Neste século, nas décadas de 50 e 60, a relativa abundância das fontes de energia tradicionais desencorajou a recuperação do biogás na maioria dos países desenvolvidos, e apenas em países com poucos recursos de capital e energia, como a Índia e a China, o biogás desempenhou um papel importante, sobretudo em pequenos aglomerados rurais. Porém, a partir da crise energética dos anos 70, o gás metano dos digestores anaeróbicos voltou a despertar o interesse geral conduzindo a um aumento da sua produção nos países europeus (Caetano, 1990).

Neste final de século, a situação tem se agravado face ao crescimento populacional e industrial dos grandes centros urbanos, comprometendo principalmente os recursos hídricos. Ligado a esse desenfreado



crescimento populacional e industrial, o homem enfrenta outro problema não menos preocupante, o energético, que envolve a disponibilidade de energia fóssil e as dificuldades e conseqüências da utilização da mesma. Esforços não têm sido medidos para a solução, embora distante, desses problemas e, o tratamento de resíduos, principalmente os que lançam mão de métodos biológicos, têm recebido atenção especial (Caetano, 1990).

Até pouco tempo, o biogás era simplesmente encarado como um sub-produto, obtido a partir da decomposição anaeróbica de lixo urbano, resíduos animais e de lamas provenientes de estações de tratamento de efluentes domésticos. No entanto, o acelerado desenvolvimento econômico dos últimos anos e a subida acentuada do preço dos combustíveis convencionais têm encorajado as investigações na produção de energia a partir de novas fontes alternativas e economicamente atrativas, tentando sempre que possível, criar novas formas de produção energética que possibilitem uma economia ou conservação dos recursos naturais esgotáveis.

O grande volume de resíduos provenientes das explorações agrícolas e pecuárias, assim como aqueles produzidos por matadouros, indústrias de laticínios, esgotos domésticos e estações de tratamento de lixos urbanos, apresentam uma carga poluente de tal forma elevada, que impõem a criação de soluções que permitam diminuir os danos provocados por essa poluição, procurando gastar o mínimo de energia possível em todo o processo. Assim, o

tratamento desses efluentes pode processar-se por intermédio da fermentação anaeróbia que, além da capacidade de despoluir, permite valorizar um produto energético (biogás) e ainda obter um fertilizante, cuja disponibilidade contribui para uma rápida amortização dos custos da tecnologia instalada (Pires, 1996).

Atualmente, para a implantação de projetos e programas de biogás, até mesmo em pequena escala, temos que levar em conta as condições sócio-culturais, políticas, econômicas e ecológicas; como também a tecnologia apropriada, principalmente para áreas rurais. Assim, antes de construirmos uma planta de biogás, devemos fazer uma análise de custo benefício do ponto de vista do beneficiário, da região e do estado. Julgando a rentabilidade de plantas de biogás, os objetivos de cada decisão é de importância decisiva sendo que sua implementação pode servir aos seguintes propósitos (Anônimo, 1997):

- produção de energia;
- obtenção de fertilizante orgânico para a agricultura;
- melhoria de serviço de saúde pública e higiene;
- redução do impacto das crises de energia;
- melhoria nas condições sociais nos níveis mais pobres da

população.

1.3 - TIPOS DE BIODIGESTORES NO BRASIL

A escolha de um biodigestor depende essencialmente das características do substrato, das necessidades de depuração, da disponibilidade de

mão de obra e de condições de ordem econômica. Existem dois grandes tipos de biodigestores: “Biodigestores Descontínuos” ou em “Batelada”, e os “Biodigestores Contínuos”.

Os biodigestores em batelada são carregados de uma só vez, e mantidos fechados por um período conveniente, sendo a matéria orgânica fermentada descarregada posteriormente. Trata-se de um sistema bastante simples e de pequena exigência operacional. Sua instalação poderá ser em um tanque anaeróbio ou em uma série de tanques, dependendo das demandas de biogás, da disponibilidade e da qualidade da matéria prima utilizada.

Neste trabalho, concentra-se o interesse nos biodigestores contínuos. Os tipos mais comuns de biodigestores contínuos no Brasil são os modelos clássicos da Índia e da China, onde são muito utilizados em comunidades rurais de pequeno e médio porte. São biodigestores interessantes para o uso de diferentes resíduos orgânicos animais e vegetais, requerendo, entretanto, carregamento periódico, geralmente diário, e manejo do resíduo. Cada metro cúbico de câmara de fermentação pode produzir, a uma temperatura de 30 a 35 °C; de 0,15 a 0,20 m³ de biogás por dia, ao qual requer um tempo de retenção, geralmente entre 30 à 50 dias, dependendo se a temperatura do meio onde está inserido o biodigestor é elevada ou baixa (Benincasa, 1990).



1.3.1 - Biodigestor Modelo Indiano

Conforme a figura 1.1, o biodigestor caracteriza-se por possuir uma cúpula móvel, construída de ferro, ou fibra de vidro e à medida em que o gás se forma, ele vai sendo armazenado sob a cúpula. Este tipo de biodigestor, devido à formação incessante de gás, mantém uma pressão constante, a qual permite usar este gás ininterruptamente. Apresenta uma parede central que divide o tanque de fermentação em duas câmaras, o que permite a separação da biomassa já fermentada e sua posterior descarga (Benincasa, 1990).

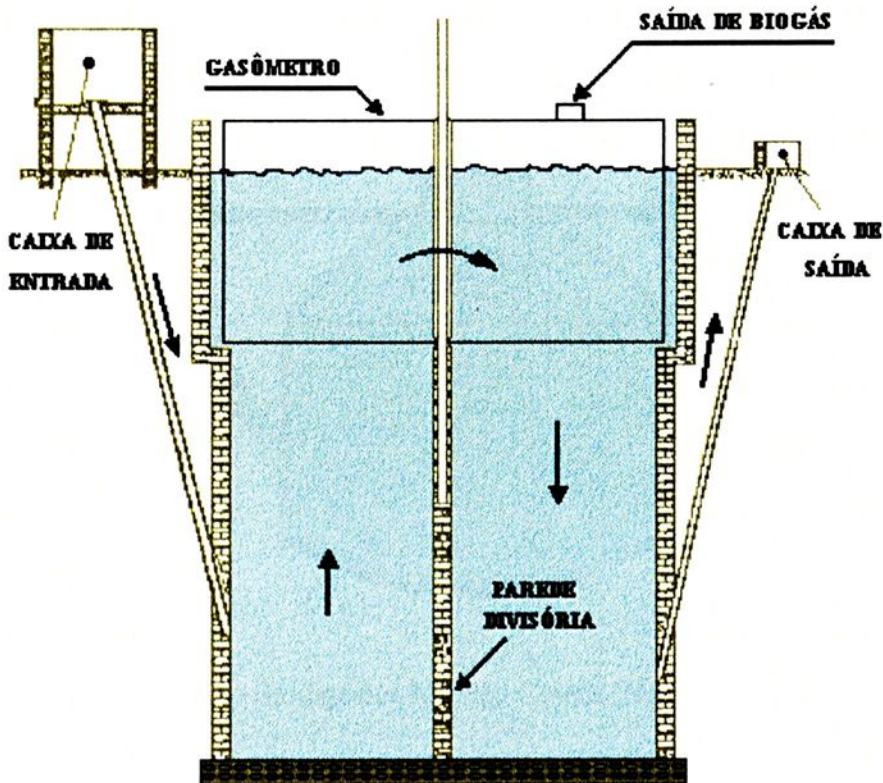


Figura 1.1 - Biodigestor Modelo Indiano (Benincasa, 1990)

1.3.2 - Biodigestor Modelo Chinês

Este biodigestor mostrado na figura 1.2 é formado por uma câmara cilíndrica de alvenaria, para a fermentação, e um teto abobadado, impermeável, destinado ao armazenamento do biogás. O reator funciona com base no princípio de prensa hidráulica, de modo que há aumentos da pressão do gás no interior do biodigestor, o que corresponde ao deslocamento da biomassa da câmara de fermentação para a caixa de saída e em sentido contrário, quando há descompressão (Benincasa, 1990).

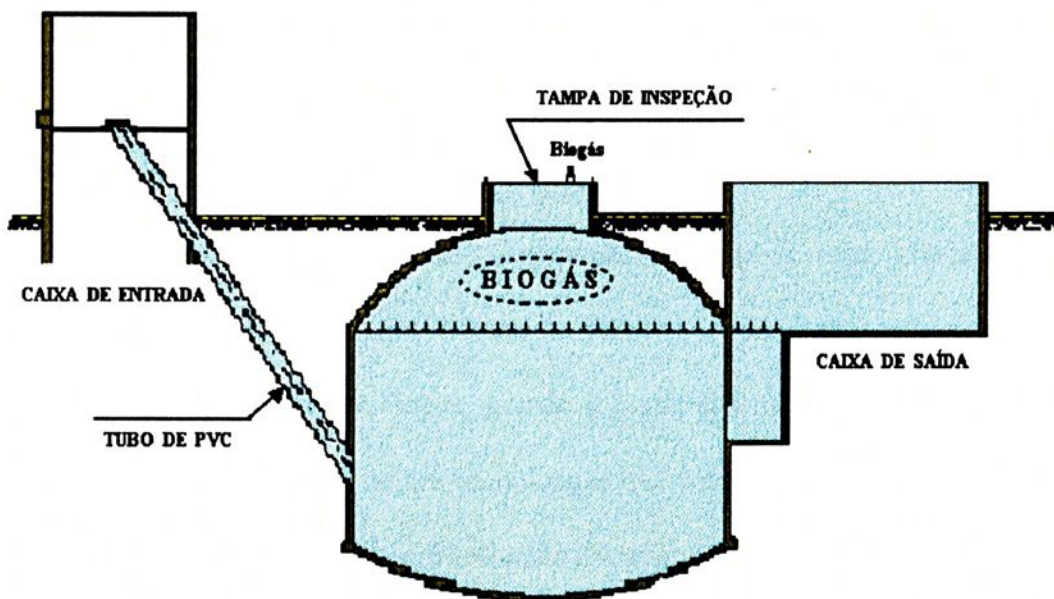


Figura 1.2 - Biodigestor Modelo Chinês (Benincasa, 1990)

1.4 - PROJETOS DE BIOGÁS NO MUNDO

Atualmente muitos projetos de biogás têm sido empreendidos em várias regiões do mundo, deste modo o texto que se segue, nos dá uma visão melhor de alguns dos mais recentes.

No Parque Natural das Serras de Aire e Candeeiros, em Portugal, construiu-se uma Estação Coletiva de tratamento de efluentes de suinicultura. Esse órgão é responsável pelo tratamento e pela produção de biogás, cuja valorização em energia elétrica permite não só a satisfação das necessidades energéticas da Estação, como também a venda de energia excedente, facultando uma receita financeira que suporta os custos operacionais da Estação (Pires, 1996).

Em Buenos Aires, Argentina, encontra-se uma granja cuja principal atividade se baseia num rebanho de cabras e ovelhas, contendo também um pequeno número aves. O biogás gerado a partir dos materiais orgânicos da granja é utilizado para alimentar um termotanque que colabora com o aquecimento da câmara de digestão e ainda outros recintos (Noguera et al., 1995).

Na França, há vários anos o CIRAD (Centro de Cooperação Internacional em Pesquisa Agrônômica para o Desenvolvimento) explora as diversas possibilidades de aproveitamento da biomassa. Numa de suas unidades de pesquisa, existe um órgão que trabalha com o processo "Transpaille" para a



produção de biogás. Esse processo foi elaborado no Senegal - África entre 1985 e 1995 e consta atualmente com 18 instalações de produção de biogás a partir de diversas matérias orgânicas (principalmente restos em forma de palha). O metano é obtido por fermentação anaeróbica em câmaras cilíndricas feitas de chapas metálicas montadas e soldadas localmente. Essas instalações funcionam em regime semicontínuo. Um subproduto da fermentação é o adubo composto, valorizado no cinturão urbano de hortifrutis. Várias instalações já existem ou estão em projeto na África (Senegal, Nigéria, Togo, Sudão, Mali, Tchad), México, Brasil e Colômbia (Théry, 1997).

1.5 - GENERALIDADES DA LEITE PAULISTA

A Cooperativa Central de Laticínios do Estado de São Paulo, unidade de Guaratinguetá, (a Leite Paulista) consta de vários edifícios onde estão alocados os seguintes setores:

- Administração;
- Câmaras frigoríficas;
- Central de refrigeração;
- Estoque de matérias primas;
- Linha de produção;
- Refeitório;
- Sala das Caldeiras;
- Tratamento de água residual (Estação de Tratamento de Efluentes).

Através de pequenos produtores da região se dá o fornecimento do leite, sendo que o mesmo antes de ser utilizado para a fabricação de diversos itens produzidos pelo laticínio, tais como iogurtes com polpas de frutas, flans, pudins e produtos de longa vida (produtos com validade na ordem de três meses), recebe o tratamento de pasteurização.

1.6 - DADOS GERAIS DO PROCESSO

Mediante informações da própria cooperativa, obtiveram-se os gráficos do consumo de vapor no processo e de demandas típicas da eletricidade e potência frigorífica, em função da hora do dia, mostrados pelas figuras 1.3 e 1.4.

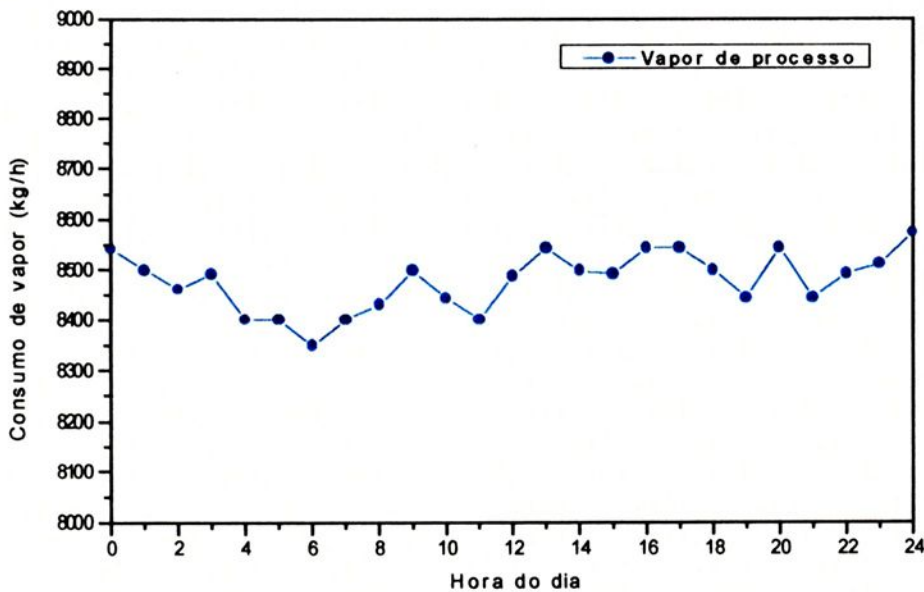


Figura 1.3 - Consumo de vapor no processo (1,08 MPa)

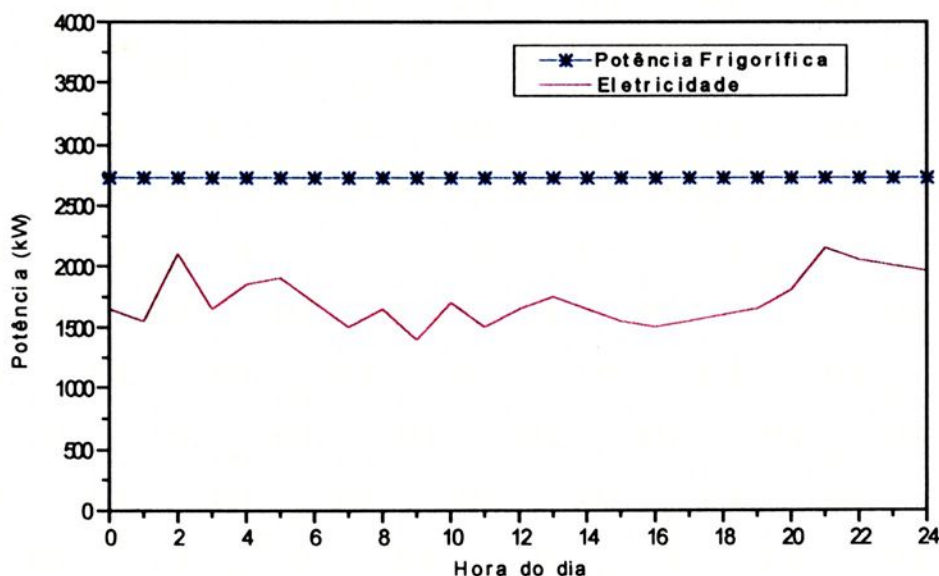


Figura 1.4 - Demanda da eletricidade e potência frigorífica

A potência frigorífica se refere a produção de água gelada a 1° C para o funcionamento da câmara frigorífica da unidade.

Tabela 1.1 - Dados gerais da Leite Paulista

ITEM	DADOS
Período de trabalho	24 horas em 4 turnos
Caldeira 1	ATA - MP - 812 (1,08 MPa)
	8 500 kg/h de produção de vapor 654 kg/h de consumo de combustível
Caldeira 2	ATA - MP - 813 (1,08 MPa)
	10 500 kg/h de produção de vapor 769 kg/h de consumo de combustível
Pressão de vapor no processo	11 kgf/cm ² (1,08 MPa)
Demanda de pico de eletricidade	2 100 (kW)
Potência Frigorífica	1 520 000 kcal/h (2725 kW)

Observe-se que a tabela 1.1 apresenta alguns dados complementares, sendo que a utilização das caldeiras é alternada, de modo a manter uma caldeira sempre em "Stand - by".

1.7 - O BIOGÁS DA LEITE PAULISTA

A geração do biogás se dá através da decomposição do material residual que é normalmente misturado com água e enviado para tratamento. Para a fermentação desta biomassa a Leite Paulista utiliza-se de um biodigestor modelo chinês.

Através de dados fornecidos pela própria cooperativa temos que o poder calorífico inferior deste biogás é de 22 475,80 kJ/Nm³; sendo que sua composição molar, apresentou em uma primeira análise, os seguintes valores:

- 62,7 % de CH₄;
- 13,4 % de N₂;
- 5 % de CO;
- 2,4 % de CO₂;
- 2,4 % de H₂O;
- 14,1 % de H₂S.

Conforme dados referentes ao sistema de tratamento de efluentes, pode-se avaliar que a vazão de biogás da Leite Paulista é variada, apresentando os seguintes resultados de acordo com a tabela 1.2

Tabela 1.2 - Dados da vazão de biogás da Leite Paulista

DIAS DA SEMANA	VAZÃO [Nm³/h]
Domingo	19,0
Segunda	34,8
Terça à Sexta	73,8
Sábado	53,6
MÉDIA	56,8

Tendo em vista a manutenção da Estação de Tratamento de Efluentes (ETE), e segundo informações da própria cooperativa, tem-se que a vazão média e a produção máxima de biogás, alteraram para 58 e 80 Nm³/h, respectivamente.

1.8 - COMENTÁRIOS

Através dos dados mencionados, observa-se que desde o século passado o biogás já podia constituir-se como uma fonte de energia, porém só a partir da crise energética dos anos 70 que estudos aprofundados sobre o assunto tomaram um grande impulso.

Como vimos, por meio da fermentação dos produtos lácteos na Estação de Tratamento de Efluentes (ETE) da Cooperativa tem-se a produção de biogás que poderá ser utilizado como fonte de energia.

No capítulo 2 a seguir será proposto um sistema de refrigeração por absorção de amônia e água, com a utilização do biogás disponível na Leite Paulista, visando produzir água gelada complementar a uma temperatura de 1 °C.



CAPÍTULO 2

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

2.1 - INTRODUÇÃO

De acordo com informações fornecidas pela própria cooperativa, verifica-se que a mesma vem enfrentando vários problemas devido a insuficiência do sistema de geração de água gelada, com elevação da temperatura a níveis impraticáveis, ocasionando até paradas de operações e principalmente de produção.

O estudo realizado neste capítulo, tem como objetivo aproveitar o biogás gerado no Reator Anaeróbico da Estação de Tratamento de Efluentes (ETE) da Leite Paulista e ao mesmo tempo melhorar a produção de água gelada utilizando um Sistema de Refrigeração por Absorção de $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ (SRA).

Deste modo, efetua-se análise a seguir com a intenção de melhorar o sistema de geração de água gelada utilizando como recurso energético este biogás, que atualmente é queimado desperdiçando uma carga energética de altíssimo potencial ao meio ambiente.



2.2 - MÁQUINAS DE ABSORÇÃO

Máquinas de absorção são máquinas de produção de frio ou quente que operam com um dos princípios mais primitivos da refrigeração. O ciclo usa um absorvente como um fluido secundário para absorver um fluido primário, sendo este um refrigerante que é vaporizado. O processo de evaporação absorve calor (por exemplo da água), suprimindo assim a refrigeração necessária.

Geralmente os equipamentos de absorção de amônia e água são usados em grandes aplicações industriais, que requerem baixas temperaturas para o processo de resfriamento; nestes ciclos utiliza-se amônia como refrigerante e água como absorvente. Outra modalidade de equipamento de absorção usa água (refrigerante) e brometo de lítio (absorvente) para a produção de frio; também pode ser usado para obter água quente ou ar quente, proporcionando conforto em aquecimento e outros propósitos domésticos (Costa, 1976).

A mais comum dessas máquinas é a de duplo efeito, para produzir água gelada no verão e água quente no inverno e algumas podem produzir ambos, água fria e água quente simultaneamente. Como todos os componentes de duplo efeito, no caso do sistema empregando água e brometo de lítio, são comuns para uma unidade de simples efeito, há uma vantagem de dobrar o efeito, que é aumentar a performance do ciclo (Anônimo, 1988).

Atualmente na Europa, sobretudo em instalações de ar condicionados é adotada preferencialmente a solução binária constituído de água e



brometo de lítio, a qual é menos perigosa do que a de água e amônia. No entanto, no Brasil só existem sistemas com água e amônia.

O maior inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia, muito mais elevado que o das máquinas de compressão mecânica. Por outro lado, estas máquinas têm a vantagem de utilizar energia térmica normalmente residual em lugar de energia elétrica, que é mais cara; permitindo assim uma melhor utilização das instalações de produção de calor ociosas, apesar de apresentarem menores coeficientes de performance (Costa, 1976).

A capacidade da máquina de absorção é baseada no fluxo de calor disponível e nas temperaturas de entrada e saída do líquido a ser resfriado ou aquecido (usualmente a água).

De modo geral um sistema de refrigeração por absorção consiste basicamente em um evaporador, um absorvedor, um condensador, um gerador, um trocador de calor, uma pequena bomba e auxiliares. Na parte inferior do sistema é localizado o absorvedor e o evaporador, ocupando uma única carcaça, sendo que na parte superior, em outra carcaça estão localizados o gerador e o condensador.

No caso de sistema de água e brometo de lítio, no evaporador o fluido refrigerante (água) vaporiza retirando calor do ar a ser refrigerado, sendo que isso se deve à baixa pressão mantida no evaporador; no restante do processo de absorção ocorre a regeneração do refrigerante para completar o ciclo.



A figura 2.1 ilustra um sistema de refrigeração por absorção empregando água e brometo de lítio (Anônimo,1988).

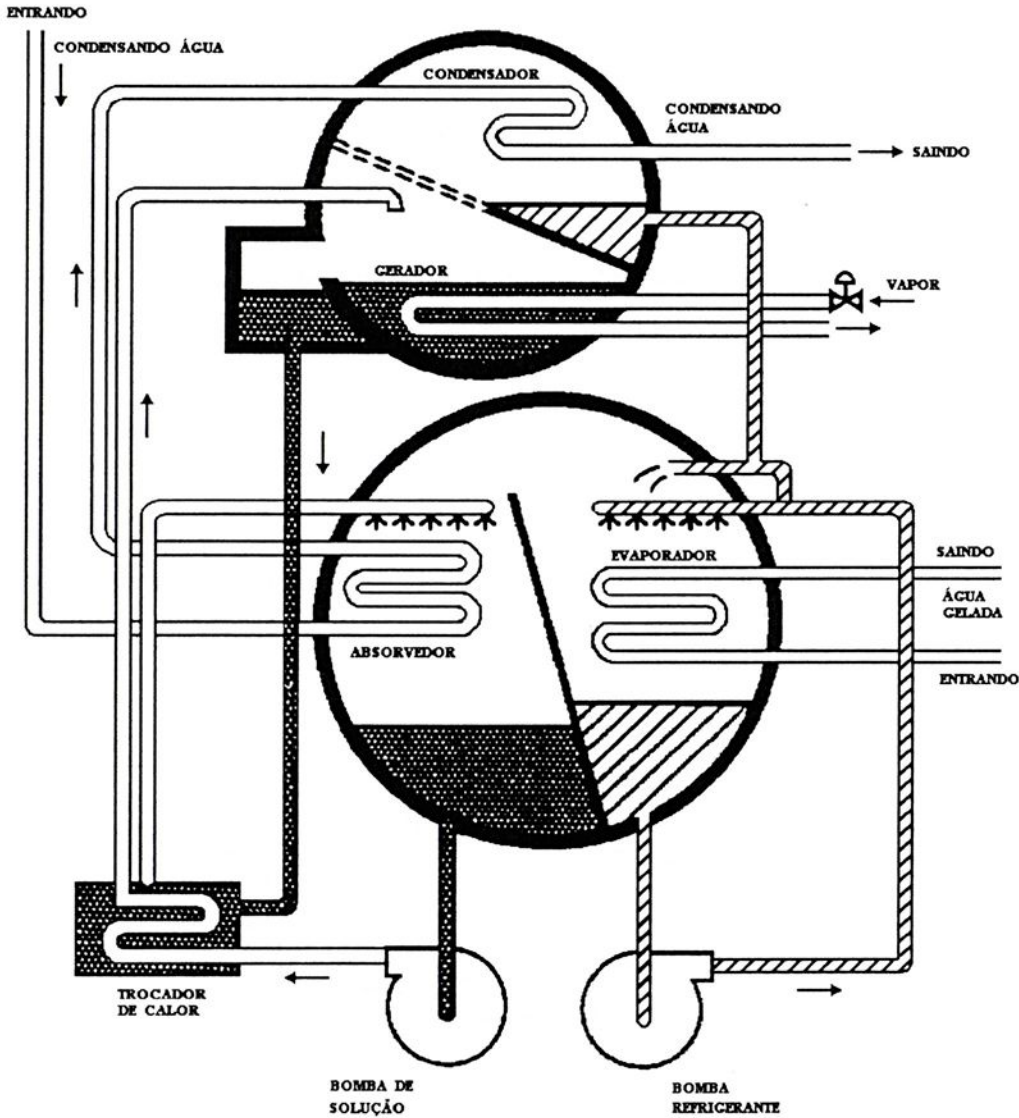


Figura 2.1 - Diagrama com duas carcaças, ciclo de água gelada e brometo de lítio

Observe-se que o esquema mostrado é típico de máquina com única fase ou único estágio de evaporação, sendo empregada para capacidades de 5 a 1500 toneladas de refrigeração (17,5 a 5280 kW).

Neste esquema, denominado dual ou de unidade de duplo efeito, existem duas fases de geração. A vantagem de dobrar o efeito da unidade é aumentar o coeficiente de performance.

Na figura 2.3 é mostrado um esquema típico de sistema de refrigeração por absorção empregando solução de amônia e água. Uma explicação mais detalhada de um ciclo nesta versão será apresentado no item 2.3.2 a seguir.

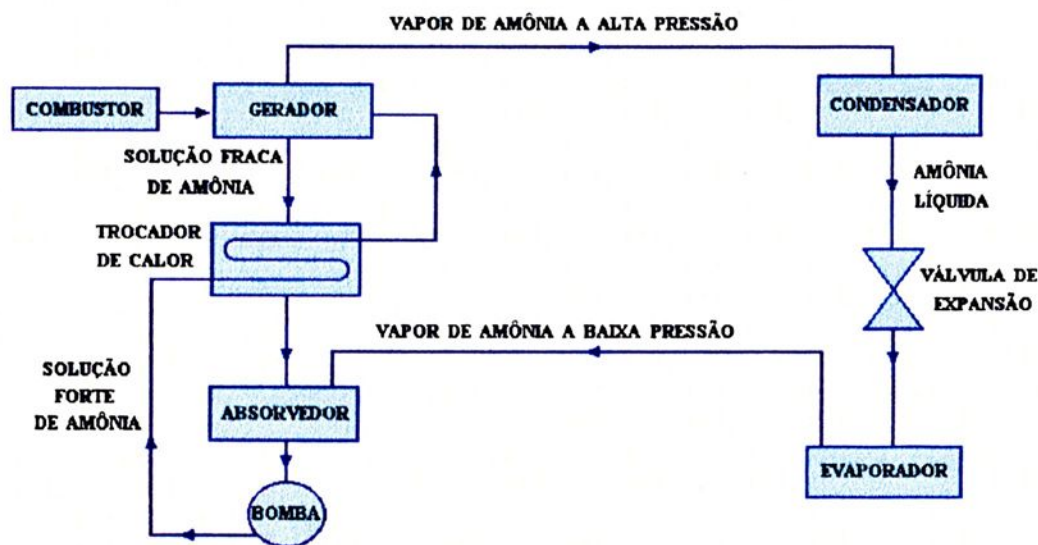


Figura 2.3 - Diagrama de amônia e água

O vapor de amônia a baixa pressão, que deixa o evaporador, entra no absorvedor onde é absorvido pela solução fraca de amônia, formando a solução forte. A solução forte é então bombeada através de um trocador de calor ao gerador, onde é mantida a uma alta pressão e temperatura. Nessas condições, o vapor de amônia separa-se da solução, em consequência da transferência de

calor dos gases da fonte de alta temperatura (combustor). O vapor de amônia gerado, vai para o condensador, onde é condensado e então se dirige para a válvula de expansão e daí para o evaporador, onde evapora-se retornando ao absorvedor. A solução fraca de amônia gerada no gerador, retorna ao absorvedor através do trocador de calor, reiniciando-se novamente o ciclo.

2.3 - PROPOSTA DO USO DE SISTEMA DE ABSORÇÃO NA LEITE PAULISTA

Na figura 2.4, o biogás gerado no reator anaeróbico da Estação de Tratamento de Efluentes (ETE) que hoje é queimado e jogado ao meio ambiente, será utilizado como fonte de energia residual. O combustor deverá possuir uma válvula de ar de modo a manter a temperatura de saída desses gases em torno de 1000°C (valor limite). A vazão desses gases oriundos da combustão acionará o sistema de refrigeração por absorção (SRA) de $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, para produzir água gelada a 1°C , necessária ao processo.

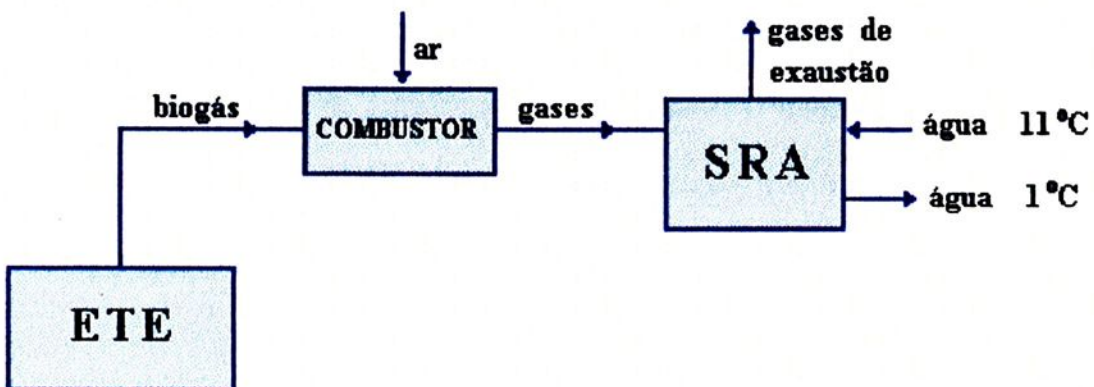


Figura 2.4 - Esquema da instalação proposta

2.3.1 - Proposta de um Combustor de Biogás

O combustor da figura 2.5 é constituído de uma câmara em aço carbono revestida internamente com tijolos refratários e isolantes. Para a vazão máxima de produção de biogás ($80 \text{ Nm}^3/\text{h}$), a câmara possuirá um volume interno de $1,08$ a $1,63 \text{ m}^3$, de acordo com Silveira et al. (1997).

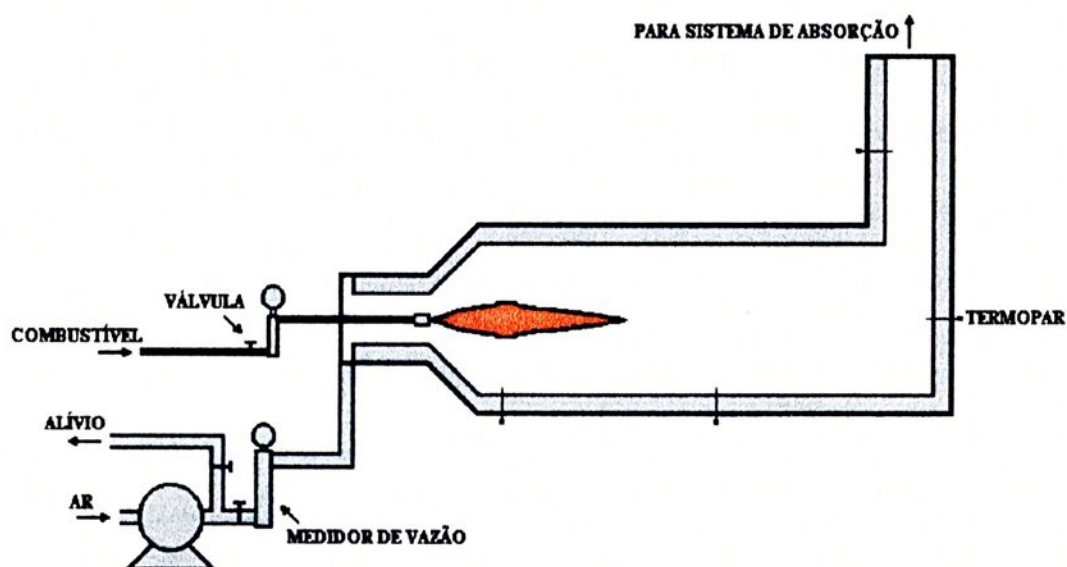


Figura 2.5 - Esquema do combustor de biogás

O biogás disponível na unidade será comprimido para produzir uma pressão adequada de trabalho para o queimador. O queimador deverá ser projetado em liga metálica especial para operação em ambiente de alta temperatura.

O ar de combustão será provido por um compressor radial e sua vazão deverá ser controlada e medida, de forma a fornecer um excesso em torno

de 220% (2,2 vezes a vazão estequiométrica). Esse excesso de ar fornecerá produtos de combustão na faixa de 1000 °C.

Um sistema de termopares se encarregará de monitorar a temperatura em quatro pontos da câmara. Os dados de temperatura servirão para controlar a abertura da válvula de ar de maneira a manter a temperatura de saída dos gases na faixa de 1000 °C. Neste caso, a vazão volumétrica dos gases de combustão, também parâmetro de entrada para o sistema de absorção, será da ordem de 15,4 vezes a vazão volumétrica do biogás na entrada do combustor.

Uma célula ultra-violeta servirá para a segurança e travamento do sistema. Será prevista a queima de combustível auxiliar caso a vazão de biogás caia abaixo de um valor mínimo desejável. O melhor combustível auxiliar seria o gás natural, já em fase de implantação na unidade de Guaratinguetá.

2.3.2 - Funcionamento da Instalação por Absorção

A figura 2.6 mostra o esquema da instalação proposta para a Leite Paulista. No gerador ocorrerá a dissociação da amônia, mediante o calor fornecido pelos gases de exaustão no ponto 20. Essa solução forte de amônia, dissociada no gerador, será então encaminhada ao retificador, onde ocorrerá seu enriquecimento em amônia, garantindo que uma pequena fração de água seja deslocada para o gerador no ponto 8. Do retificador, a solução rica de amônia, será encaminhada para o condensador, onde será liquefeita e fluirá para o

evaporador; sendo antes expandida isoentalpicamente (válvula de expansão), acarretando um decréscimo em sua temperatura e pressão.

No absorvedor, a solução fraca de amônia proveniente da solução não dissociada (ou solução fraca) absorverá o vapor de amônia do evaporador, formando-se uma solução forte em amônia, recomeçando-se novamente o ciclo.

Ocorre a produção de água quente através da passagem de água da rede pelo absorvedor e posteriormente pelo condensador aproveitando os calores cedidos, elevando a temperatura no caso de 25°C para 36°C .

A produção de água gelada que é o objetivo desse trabalho será obtida através da passagem de uma água de retorno do processo a uma temperatura de 11°C pelo evaporador, obtendo-se finalmente água gelada a 1°C .

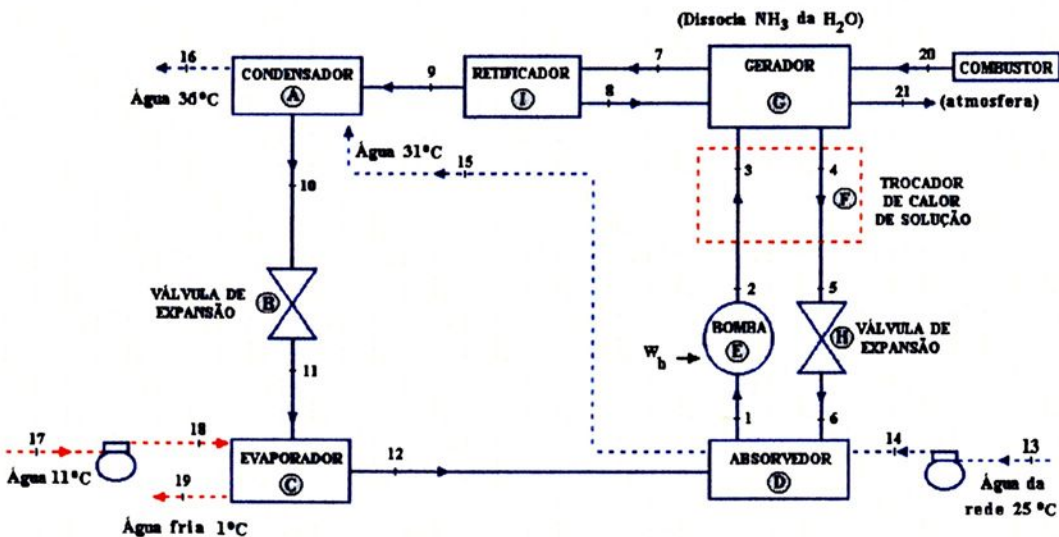


Figura 2.6 - Configuração do sistema de refrigeração por absorção

A tabela 2.1 mostra os parâmetros termodinâmicos do ciclo.

Tabela 2.1 - Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por absorção

PONTOS	P [MPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [kg/kg]
1	0,240	40,000	-42,282	0,474	0,368
2	1,555	40,500	-39,235	0,479	0,368
3	1,555	110,700	306,753	1,465	0,368
4	1,555	131,000	401,628	1,652	0,268
5	1,555	40,500	0,863	0,533	0,268
6	0,204	40,700	0,863	0,537	0,268
7	1,555	108,000	1547,495	4,891	0,944
8	1,555	108,000	264,124	1,354	0,368
9	1,555	44,000	1294,195	4,173	0,999
10	1,555	40,000	190,124	0,659	0,999
11	0,240	-14,500	190,124	0,763	0,999
12	0,240	-10,000	1264,271	5,000	0,999
13	0,150	25,000	105,000	0,367	0,000
14	0,200	25,001	105,050	0,367	0,000
15	0,180	31,000	130,110	0,451	0,000
16	0,160	36,000	150,970	0,520	0,000
17	0,150	11,000	46,340	0,166	0,000
18	0,200	11,001	46,390	0,166	0,000
19	0,180	1,000	4,341	0,015	0,000
20	0,360	970,000	-	-	-
21	0,200	250,000	-	-	-

Nota: Os dados foram gerados e adaptados segundo as indicações de Herold et al. (1996).



2.4 - ANÁLISE ENERGÉTICA

A seguir são descritos os cálculos necessários, sendo que o equacionamento refere-se ao ciclo da figura 2.6.

Para os cálculos realizados, utilizou-se um poder calorífico inferior do biogás, $PCI_{\text{biogás}} = 22\,475,80 \text{ kJ/Nm}^3$.

Sabendo que o calor no gerador se refere ao entregue pelos gases, assim temos a seguinte equação:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{\text{gases}} = \dot{m}_{\text{gases}} \cdot C_{p_{\text{gases}}} \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

No SRA o coeficiente de performance para a produção de frio (em simples estágio) varia entre 0,4 - 1,0 Petbow (1991). Adotou-se um $COP = 0,75$ obtendo o fluxo de calor do evaporador, segundo a equação:

$$\dot{Q}_e = COP_f \cdot \dot{Q}_g \quad (2.2)$$

Do balanço de energia determina-se os fluxos de calor do evaporador e do condensador:

$$\dot{Q}_e + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_{12} h_{12} \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_c + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} \quad (2.4)$$

De acordo com Keating (1993), baseando-se na temperatura média da água, para se determinar a vazão de água fria e quente utilizou-se o $C_{p_{ag}} = 4,2026 \text{ kJ/kg K}$ e $C_{p_{ag}} = 4,1790 \text{ kJ/kg K}$ respectivamente, obtendo-se as seguintes equações:

Para o fluxo de água fria:

$$\dot{m}_{af} = \frac{\dot{Q}_e}{C_{p_{ag}} \cdot (T_{18} - T_{19})} \quad (2.5)$$

Para o fluxo de água quente:

$$\dot{m}_{aq} = \frac{\dot{Q}_c}{C_{p_{ag}} \cdot (T_{16} - T_{15})} \quad (2.6)$$

A vazão mássica de gases de exaustão, nos pontos 20 e 21, é determinada pela relação estequiométrica determinada em 21,23 kg ar/kg biogás, conforme se mostrará no item 2.5. Assim, determinada de acordo com Barclay (1995), Keating (1993) e Wylen (1993):

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_b + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_b + 21,23 \cdot \dot{m}_b = 22,23 \cdot \dot{m}_b \quad (2.7)$$

Através das equações acima e considerando o aspecto de proporcionalidade, adotou-se a vazão mássica do ponto 8 (Herold et al., 1996), obtendo-se as vazões mássicas correspondentes associadas aos pontos da figura 2.6, conforme mostrado na tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Vazões mássicas do sistema de refrigeração por absorção

FLUIDOS	PONTOS	VAZÕES MÁSSICAS [kg/s]	
		58 Nm ³ /h	80 Nm ³ /h
H ₂ O + NH ₃	1	0,5000	0,7000
	2	0,5000	0,7000
	3	0,5000	0,7000
	4	0,2928	0,4142
	5	0,2928	0,4142
	6	0,2928	0,4142
	7	0,2283	0,3141
	8	0,0211	0,0283
	9	0,2072	0,2858
	10	0,2072	0,2858
	11	0,2072	0,2858
	12	0,2072	0,2858
H ₂ O	13	10,9498	15,1032
	14	10,9498	15,1032
	15	10,9498	15,1032
	16	10,9498	15,1032
	17	5,2966	7,3057
	18	5,2966	7,3057
	19	5,2966	7,3057
GASES DE QUEIMA	20	0,3582	0,4940
	21	0,3582	0,4940

Para se determinar o fluxos de calor do absorvedor, gerador e retificador, utiliza-se as equações a seguir, obtidas também do balanço energético associado aos respectivos componentes.

$$\dot{Q}_a + \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_g + \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_7h_7 \quad (2.9)$$

$$\dot{Q}_r + \dot{m}_7h_7 = \dot{m}_8h_8 + \dot{m}_9h_9 \quad (2.10)$$

Por último, pode-se definir a potência de bomba do sistema:

$$\dot{W}_b = \dot{m}_1h_1 - \dot{m}_2h_2 \quad (2.11)$$

Os valores energéticos (fluxos de calor e trabalho de bomba) associados a vazão de biogás mínima de 58 Nm³/h e máxima de 80 Nm³/h são mostrados na tabela 2.3.

Na figura 2.7 temos a variação dos fluxos de calor em função do volume de biogás.

Tabela 2.3 - Dados gerais do sistema

ITEM [kW]	58 Nm ³ /h [kJ/s]	80 Nm ³ /h [kJ/s]
\dot{Q}_a	283,35	391,28
\dot{Q}_c	228,80	315,58
\dot{Q}_e	222,60	307,03
\dot{Q}_g	296,79	409,37
\dot{Q}_r	79,53	108,72
\dot{W}_b	1,52	2,13

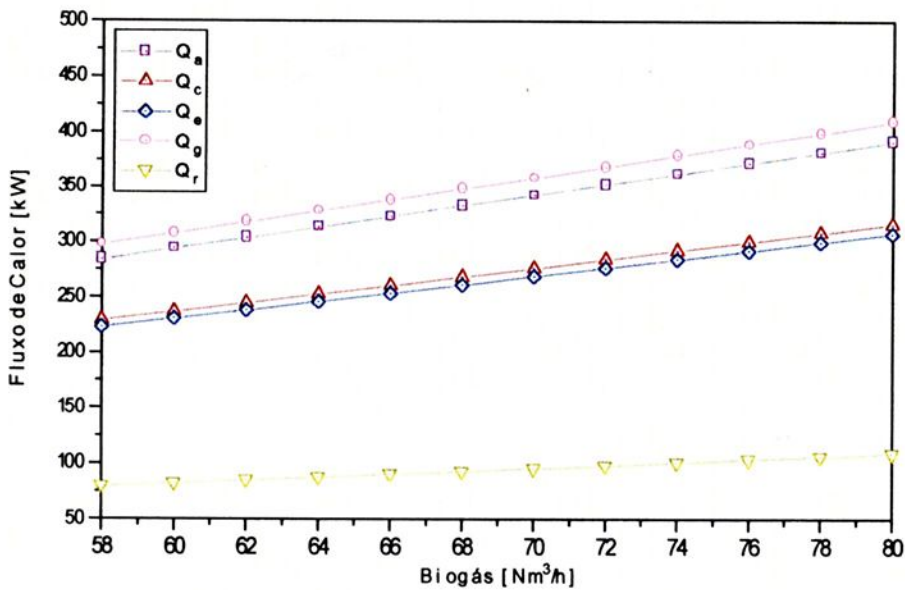


Figura 2.7 - Variação dos fluxos de calor em relação ao volume de biogás

Através das equações 2.5 e 2.6 obtém-se os fluxos de água fria e quente cujos resultados são apresentados na tabela 2.4, em função da produção de biogás.

Tabela 2.4 - Vazões de água fria e quente na máquina de absorção

FLUXOS	58 Nm ³ /h [kg/s]	80 Nm ³ /h [kg/s]
\dot{m}_{af}	5,30	7,31
\dot{m}_{aq}	10,95	15,10

A figura 2.8 mostra a variação das vazões mássicas de água fria e quente em função da produção de biogás.

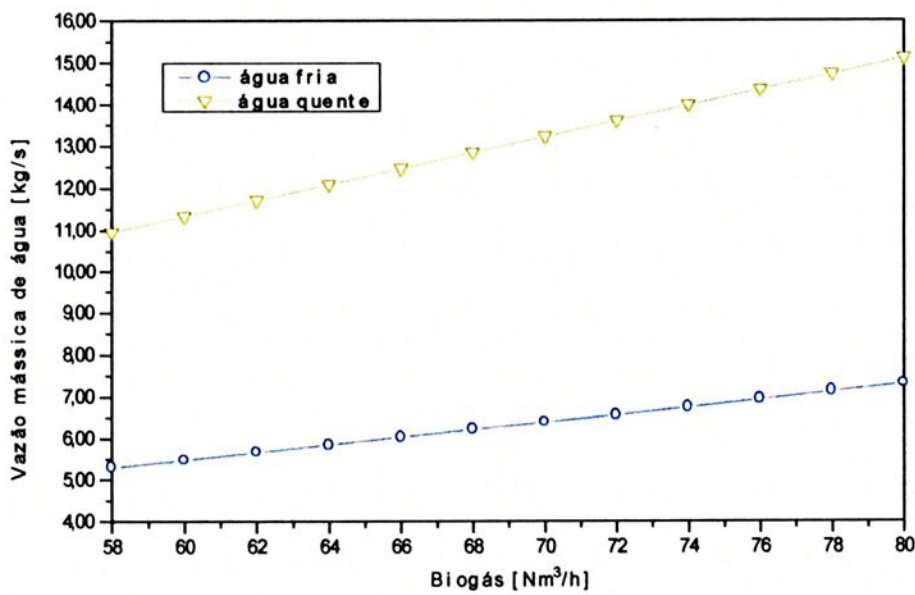


Figura 2.8 - Variação das vazões mássicas de água fria e quente em função do volume de biogás

2.5 - ANÁLISE EXERGÉTICA

O método da análise exergética consiste na avaliação qualitativa das perdas através da análise pela 2ª Lei da Termodinâmica. Uma tendência que se observa pela atuação de diversos pesquisadores é de que este tipo de avaliação vem gradualmente assumindo papel relevante nos processos de análise de sistemas térmicos, sem no entanto desprezar a análise de 1ª Lei (balanço energético), antes complementando-a e reforçando-a. A expressão exergia é devido a Rant (1956), que assim denominou as parcelas da energia efetivamente transformáveis em trabalho, quando se desprezam as variações de energia cinética e potencial de um sistema aberto. Mediante tal conceito é possível expressar a energia como sendo composta de duas parcelas, a primeira delas possível de ser transformada em trabalho, a exergia, e a outra que não pode ser transformada em trabalho, que denominou-se anergia (Nogueira et al., 1989).

Quando um sistema estiver em equilíbrio com o meio, não ocorrerá nenhuma variação espontânea de estado e o sistema não será capaz de realizar trabalho. Portanto, se um sistema, num dado estado, sofre um processo inteiramente reversível até atingir um estado em que ele esteja em equilíbrio com o meio, o sistema terá realizado o máximo trabalho reversível.

Se um sistema está em equilíbrio com o meio, ele deve certamente estar em equilíbrio de pressão e temperatura com o meio, isto é, à



pressão P_0 e temperatura T_0 . Também deve estar em equilíbrio químico com o meio, o que implica em não ocorrer mais alguma reação química. O equilíbrio com o meio requer que o sistema tenha velocidade zero e energia potencial mínima. Exigências análogas são estabelecidas em relação aos efeitos magnéticos, elétricos e de superfícies, se estes forem relevantes num dado problema.

Segundo Silveira e Lacava (1992) a exergia inclui, além das parcelas relacionadas ao equilíbrio termodinâmico, parcelas devidas à diferença de concentração entre espécies químicas, ao potencial químico associado às reações, etc., segundo a equação 2.13.

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + \frac{V_i^2}{2} + gz + \Delta G_f^0 + RT_0 \sum_{i=1}^n v_i \ln X_i^0 + \dots \quad (2.12)$$

De acordo com Wall (1990), Ebinuma et al. (1990) e Silveira (1992) para o sistema energético apresentado neste capítulo, é suficiente considerar apenas a parcela referente ao equilíbrio termodinâmico, ou seja:

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (2.13)$$

Onde:

- ex_i - exergia de cada ponto do sistema.
- h_0 - entalpia do estado de referência.
- h_i - entalpia de cada ponto do sistema.
- s_0 - entropia do estado de referência.
- s_i - entropia de cada ponto do sistema.

Para obter-se os resultados da tabela 2.5, considerou-se a concentração de amônia na solução e os valores indicados por Cortez (1993).

Tabela 2.5 - Estado de referência dos pontos do sistema

FLUIDOS	CONCENTRAÇÃO DA SOLUÇÃO DE NH ₃ [kg/kg]	h ₀ [kJ/kg]	s ₀ [kJ/kg K]
ÁGUA	0,000	104,960	0,3674
	0,268	-98,040	0,2707
ÁGUA/AMÔNIA	0,368	-121,224	0,2268
	0,944	1644,770	6,5960
AMÔNIA	0,999	1526,890	6,3140

Cabe ressaltar que neste capítulo as exergias associadas aos fluxos de gases nos pontos 20 e 21 serão calculadas através da expressão de exergia mostrada pela equação 2.14.

$$ex_{\text{gases}} = C_{p_{\text{gases}}} \cdot \left[(T_g - T_0) - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T_g}{T_0} \right) \right] \quad (2.14)$$

Onde: T_g - temperatura de entrada dos gases de exaustão.
 T_0 - temperatura de referência - ambiente.

De acordo com Barclay (1995), Keating (1993) e Wylen (1993) obteve-se os dados da tabela 2.6.

Tabela 2.6 - Composição do biogás da Leite Paulista

COMPONENTE	% VOLUME	% MASSA	PCI [kJ/Nm ³]
CH ₄	62,7	46,79	50009
N ₂	13,4	17,46	-
CO	5,0	6,51	10103
CO ₂	2,4	4,91	-
H ₂ O	2,4	2,01	-
H ₂ S	14,1	22,32	15250

O valor do Cp dos gases de combustão é calculado adotando-se a queima do biogás da Leite Paulista (tabela 2.6), com excesso de ar de 220%.

Após o balanço estequiométrico determinou-se a porcentagem em massa de cada componente resultante desta reação (4,41% de CO₂; 5,35% de H₂O; 2,84% de SO₂; 72,42% de N₂at; 14,98% de O₂), resultando em uma relação de 21,23 kg ar / kg biogás .

Compondo as equações de Cp dos gases componentes da mistura (Boehm, 1987) e aplicando as porcentagens em massa, temos:

$$C_{p_{\text{gases}}}(T) = 1,00454 - \frac{3,33379 \cdot T}{10^5} + \frac{3,53354 \cdot T^2}{10^7} - \frac{1,44806 \cdot T^3}{10^{10}} \quad (2.15)$$

De acordo com a equação 2.15 obteve-se o gráfico do calor específico dos gases de exaustão mostrado pela figura 2.9.

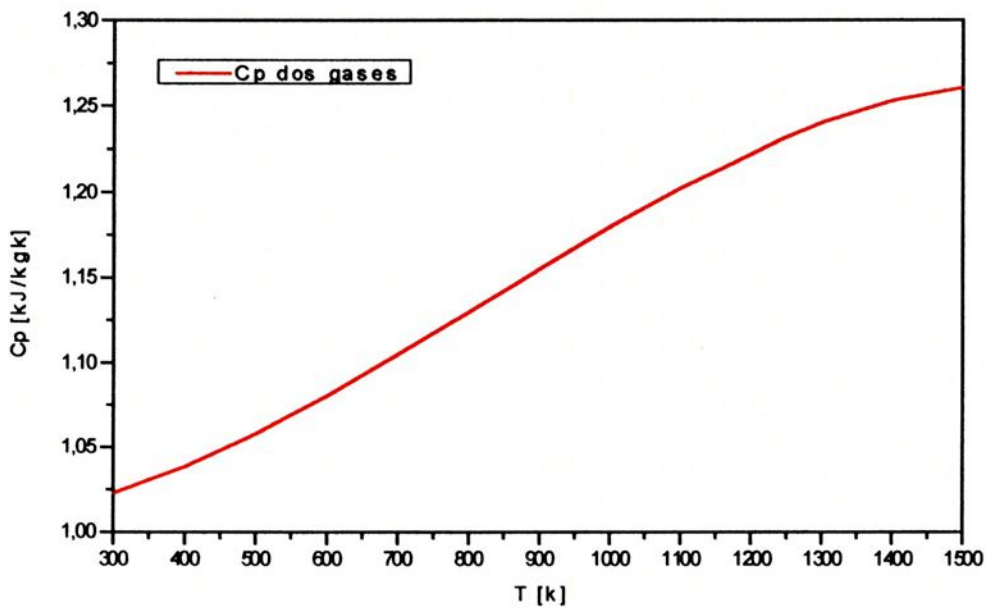


Figura 2.9 - Calor específico dos gases de exaustão em função da temperatura

Para obter-se os resultados da tabela 2.7, utilizou-se as equações acima e considerou-se: $P_0 = 1 \text{ atm}$ e $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Tabela 2.7 - Dados exergéticos para o sistema de refrigeração por absorção

PONTOS	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	x [kg/kg]	ex [kJ/kg]
1	40,000	-42,282	0,474	0,368	5,234
2	40,500	-39,235	0,479	0,368	6,790
3	110,700	306,753	1,465	0,368	58,802
4	131,000	401,628	1,652	0,268	87,840
5	40,500	0,863	0,533	0,268	20,711
6	40,700	0,863	0,537	0,268	19,518
7	108,000	1547,495	4,891	0,944	411,088
8	108,000	264,124	1,354	0,368	49,268
9	44,000	1294,195	4,173	0,999	405,634
10	40,000	190,124	0,659	0,999	349,262
11	-14,500	190,124	0,763	0,999	318,255
12	-10,000	1264,271	5,000	0,999	129,140
13	25,000	105,030	0,367	0,000	0,130
14	25,001	105,050	0,367	0,000	0,178
15	31,000	130,080	0,451	0,000	0,404
16	36,000	151,010	0,519	0,000	0,960
17	11,000	46,340	0,166	0,000	1,553
18	11,001	46,390	0,166	0,000	1,600
19	1,000	4,341	0,015	0,000	4,448
20	970,000	-	-	-	639,247
21	250,000	-	-	-	60,977



2.6 - COMENTÁRIOS

Foi estudado neste capítulo máquinas de absorção de amônia e de brometo de lítio, como também realizada uma análise energética e exergética do ciclo de absorção de amônia proposto para gerar água gelada para a Leite Paulista.

No capítulo 3 a seguir será proposto um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando como fluido de trabalho a amônia para as análises energéticas e exergéticas. Neste caso, também serão utilizadas algumas fórmulas e considerações empregadas neste capítulo.



CAPÍTULO 3

ANÁLISE TERMODINÂMICA DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

3.1 - INTRODUÇÃO

Levando em consideração os problemas enfrentados pela Leite Paulista, conforme citados no capítulo 2, procuramos neste capítulo propor um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor (SRC), com a mesma capacidade frigorífica do SRA, capaz de produzir as mesmas quantidades de água gelada e permitindo uma comparação direta com este sistema de absorção.

Assim, efetuamos o estudo a seguir com a intenção de compararmos os dados com sistema de refrigeração por absorção descrito no capítulo anterior.

3.2 - DESCRIÇÃO DETALHADA DO SISTEMA DE COMPRESSÃO PROPOSTO

O sistema mostrado a seguir na figura 3.1 será dimensionado para atender as necessidades de potência frigorífica da Cooperativa Central de Laticínios do Estado de São Paulo, a Leite Paulista, unidade de Guaratinguetá.

Neste ciclo a amônia é comprimida e encaminhada para o condensador, onde se liquefaz e flui para o evaporador; antes porém é expandida



isoentalpicamente, o que ocasiona uma diminuição em sua temperatura e pressão. No evaporador a uma baixa pressão ela é encaminhada novamente ao compressor, reiniciando-se o ciclo.

Ocorre a produção de água quente através da passagem da água da rede pelo condensador aproveitando os calores cedidos com uma elevação da temperatura de 25°C para 36°C .

A produção de água gelada que é o objetivo desse trabalho é obtida através da passagem de uma água de retorno do processo a uma temperatura de 11°C pelo evaporador obtendo-se água gelada a 1°C .

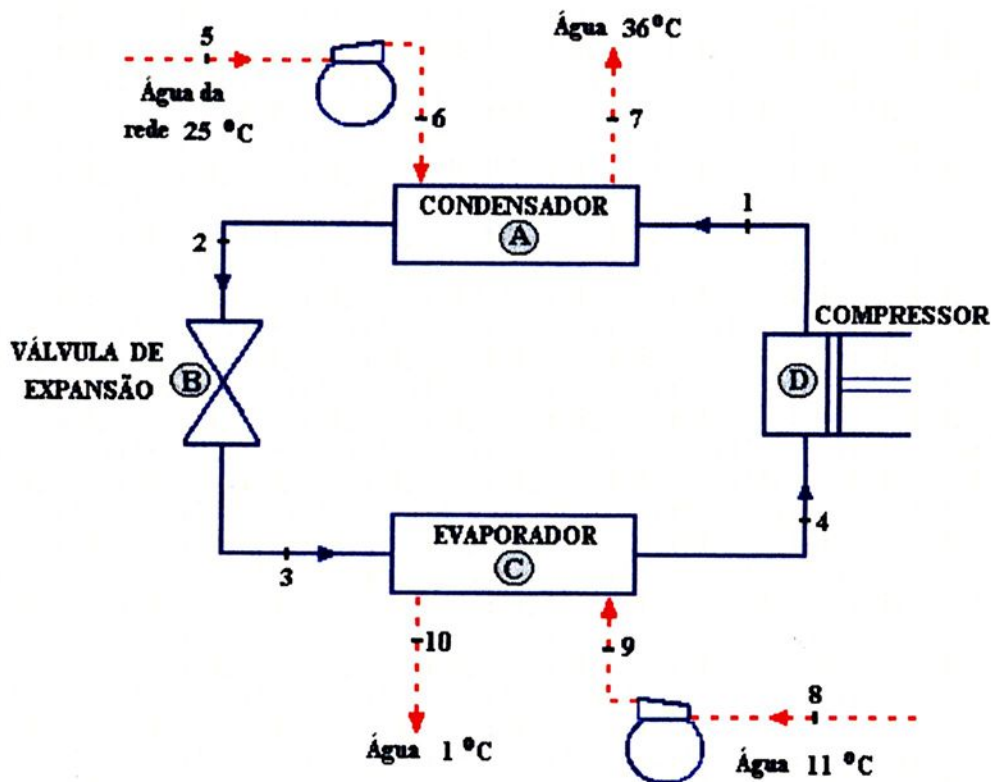


Figura 3.1 - Configuração do sistema de refrigeração por compressão de vapor

Os resultados da tabela 3.1, foram gerados por Van Wylen (1993).

Tabela 3.1 - Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração por compressão da amônia

PONTOS	P [MPa]	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgk]
1	1,30	120,000	1705,30	5,619
2	1,20	30,000	322,50	1,200
3	0,30	-9,221	322,50	1,253
4	0,28	-4,000	1446,90	5,545
5	0,15	25,000	105,00	0,367
6	0,20	25,001	105,05	0,367
7	0,18	36,000	150,99	0,519
8	0,15	11,000	46,34	0,166
9	0,20	11,001	46,39	0,166
10	0,18	1,000	4,341	0,015

3.3 - ANÁLISE ENERGÉTICA

Para a análise energética do sistema de refrigeração por compressão de vapor os cálculos necessários encontram-se descritos a seguir, sendo que o equacionamento refere-se ao ciclo nas condições da figura 3.1.

Para os cálculos realizados, considerou-se mesma potência frigorífica [$\dot{Q}_e = 222,60 \text{ kW}$ ($58 \text{ Nm}^3/\text{h}$) e $\dot{Q}_e = 307,03 \text{ kW}$ ($80 \text{ Nm}^3/\text{h}$)] do capítulo 2.

Através das considerações mencionadas e das equações abaixo obteve-se os fluxos de calor, \dot{W}_c , COP_e , COP_q , COP_t e as vazões mássicas do sistema proposto, mostrados nas tabelas 3.2 e 3.3.

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_4 - h_1) \quad (3.3)$$

$$\text{COP}_e = \frac{\dot{Q}_{ev}}{|\dot{W}_c|} \quad (3.4)$$

$$\text{COP}_q = \frac{|\dot{Q}_c|}{|\dot{W}_c|} \quad (3.5)$$

$$\text{COP}_t = \frac{|\dot{Q}_c| + |\dot{Q}_e|}{|\dot{W}_c|} \quad (3.6)$$

Tabela 3.2 - Dados gerais do sistema

ITEM	58 Nm ³ /h *	80 Nm ³ /h *
\dot{Q}_c [kW]	273,75	377,59
\dot{Q}_e [kW]	222,60	307,03
\dot{W}_c [kW]	51,16	70,56
COP _e	4,35	4,35
COP _q	5,35	5,35
COP _t	9,70	9,70

Tabela 3.3 - Fluxo de massa do fluido refrigerante e da água

FLUIDOS	PONTOS	VAZÕES MÁSSICAS [kg/s]	
		58 Nm ³ /h *	80 Nm ³ /h *
NH ₃	1	0,1980	0,2731
	2	0,1980	0,2731
	3	0,1980	0,2731
	4	0,1980	0,2731
H ₂ O	5	5,9551	8,2140
	6	5,9551	8,2140
	7	5,9551	8,2140
	8	5,2966	7,3057
	9	5,2966	7,3057
	10	5,2966	7,3057

Nota: * correspondente a mesma capacidade frigorífica do SRA

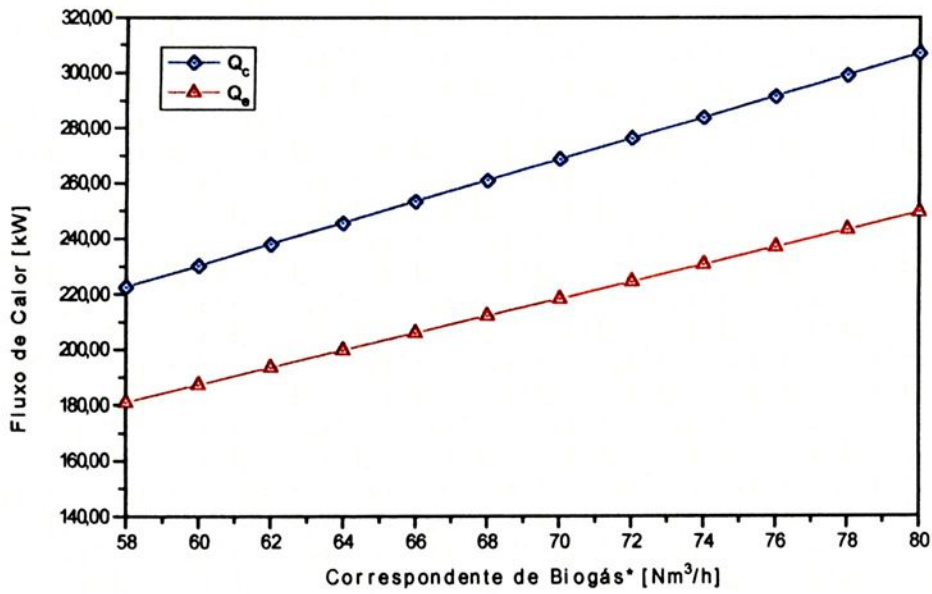


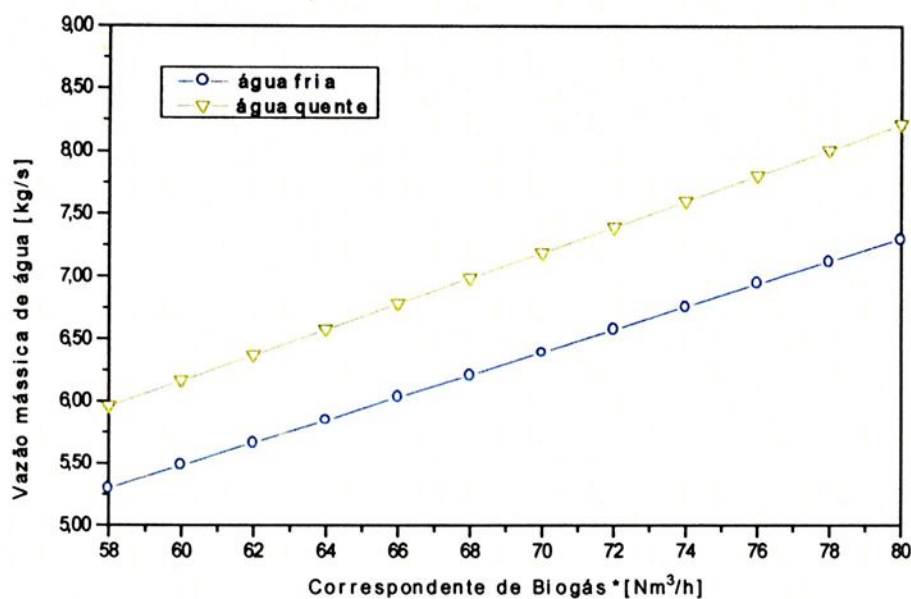
Figura 3.2 - Variação dos fluxos de calor

Através das equações 2.5 e 2.6 apresentadas no capítulo 2, obtém-se os resultados da tabela 3.4, e da figura 3.3.

Tabela 3.4 - Vazões de água fria e quente na máquina de compressão

FLUXOS	58 Nm ³ /h * [kg/s]	80 Nm ³ /h * [kg/s]
\dot{m}_{af}	5,30	7,31
\dot{m}_{aq}	5,96	8,21

Nota: * correspondente a mesma capacidade frigorífica do SRA



Nota: * correspondente a capacidade frigorífica do SRA

Figura 3.3 - Variação das vazões mássicas de água fria e quente em função do correspondente de biogás

3.4 - ANÁLISE EXERGÉTICA

De acordo com as considerações do capítulo 2 ($P_0 = 1 \text{ atm}$ e $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$) obtém-se os dados da tabela 3.5 do sistema proposto.

Tabela 3.5 - Estado de referência dos pontos do sistema

FLUIDOS	h_0 [kJ/kg]	s_0 [kJ/kgk]
ÁGUA	104,960	0,3674
AMÔNIA	1526,890	6,3140

Para determinar a exergia específica em cada ponto do sistema proposto utiliza-se nos cálculos a equação 2.13 do capítulo 2, obtendo-se os dados da tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Dados exergéticos para o sistema de refrigeração por compressão

PONTOS	T [°C]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg K]	ex [kJ/kg]
1	120,000	1705,30	5,619	387,005
2	30,000	322,50	1,200	321,640
3	-9,221	322,50	1,253	305,898
4	-4,000	1446,90	5,545	150,668
5	25,000	105,00	0,367	0,130
6	25,000	105,05	0,367	0,180
7	36,000	150,99	0,519	0,980
8	11,000	46,34	0,166	1,556
9	11,001	46,39	0,166	1,606
10	1,000	4,341	0,015	4,448

3.5 - COMENTÁRIOS

Neste capítulo foi realizada uma análise energética e exergética do sistema de compressão proposto, de modo a permitir uma comparação efetiva com relação ao uso do sistema de refrigeração por absorção, de capacidade frigorífica correspondente.

No capítulo 4 a seguir será efetivada uma análise energoeconômica dos sistemas de refrigeração por absorção (SRA) e por compressão (SRC) estudados nos capítulos 2 e 3 respectivamente, de modo a conhecer o custo de produção de água gelada e buscar-se uma comparação em termos de viabilidade econômica entre os dois sistemas propostos.



CAPÍTULO 4

ANÁLISE ENERGEOCONÔMICA

4.1 - INTRODUÇÃO

Na análise energoeconômica proposta neste capítulo, considera-se os dois sistemas de refrigeração estudados nos capítulos anteriores onde serão avaliadas as receitas anuais esperadas, de maneira a escolher o custo de água gelada que indique uma maior economia anual.

A partir deste capítulo será utilizada a seguinte convenção:

Caso 1 - Máquina de Absorção mostrada no capítulo 2.

Caso 2 - Máquina de Compressão mostrada no capítulo 3.

4.2 - ANÁLISE ECONÔMICA DOS SISTEMAS

4.2.1 - Custos de investimentos

De acordo com informações de fabricantes (Silveira et al., 1997) e ajustando segundo o critério de Boehm (1987), as equações 4.1 e 4.2 definem custos de investimentos nos sistemas de refrigeração por absorção (incluindo sistema de queima) e por compressão de vapor, válidas para faixa de potência frigorífica entre 223 e 308 kW.

- Custo de investimento no SRA:

$$I_{\text{SRA}} = 253000 \cdot \left(\frac{P_f}{264,815} \right)^{0,66} \quad [\text{US\$}] \quad (4.1)$$

- Custo de investimento no SRC:

$$I_{\text{SRC}} = 192500 \cdot \left(\frac{P_f}{264,815} \right)^{0,53} \quad [\text{US\$}] \quad (4.2)$$

4.2.2 - Custos de manutenção nos sistemas

De acordo com Silveira (1994), considera-se o seguinte custo de manutenção para o sistema de refrigeração por absorção:

- Custo de manutenção no SRA:

$$CM_{\text{SRA}} = 0,1 \cdot \left(\frac{I_{\text{SRA}} \cdot f}{H \cdot P_f} \right) \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (4.3)$$

De acordo com Lizarraga (1994) a equação 4.4 define o custo de manutenção para o sistema de refrigeração por compressão para potências frigoríficas entre 20 e 5000 kW.

- Custo de manutenção no SRC:

$$CM_{\text{SRC}} = 8000 \cdot \left(\frac{P_f}{1790} \right)^{0,42} \quad [\text{US\$}] \quad (4.4)$$

4.2.3 - Custos Associados aos Sistemas

Adaptando a metodologia de Kehlholfer (1987), Boehm (1987), e Silveira (1992), o custo anualizado de produção de potência frigorífica pode ser determinado pelas seguintes equações:

- Custo de produção de água gelada no SRA:

$$C_A = \frac{I_{SRA} \cdot f}{H \cdot P_f} + \frac{C_b \cdot \dot{Q}_g}{P_f} + \frac{P_{el} \cdot W_b}{P_f} + CM_{SRA} \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (4.5)$$

Observe-se que, nesta metodologia de cálculo, as parcelas do custo do biogás agregado à produção de água gelada considera a energia líquida utilizada, ou seja, o calor entregue no gerador.

- Custo de produção de água gelada no SRC:

$$C_C = \frac{I_{SRC} \cdot f}{H \cdot P_f} + \frac{P_{el}}{COP_e} + \frac{CM_{SRC}}{H \cdot P_f} \quad [\text{US\$/kWh}] \quad (4.6)$$

Nestas equações o fator de anuidade (f), pode ser determinado pela seguinte relação:

$$f = \frac{q^k \cdot (q - 1)}{q^k - 1} \quad (4.7)$$

com:

$$q = 1 + r/100 \quad (4.8)$$

A tabela 4.1 mostra as considerações para a análise econômica dos sistemas de refrigeração proposto para a Leite Paulista.

Tabela 4.1 - Considerações para a análise econômica

Taxa anual de juros (r)	12%
Pay - back (k)	3 anos
Horas de funcionamento da central (H)	7000 h / ano
Preço de compra da eletricidade (P_{el})	0,069 US\$ / kWh
Custo do biogás (C_b)	varia entre 0,000 - 0,008 US\$ / kWh

Obs: Em alguns pontos será efetuada a variação de distintos parâmetros associados, de modo a permitir observar a sensibilidade destes fatores para com a viabilidade econômica das instalações.

Os valores de investimentos (capital + instalação) e custos de manutenções são mostrados tabela 4.2, enquanto que o custo do produto da refrigeração (água gelada) são mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.2 - Valores de investimentos e de manutenções

Casos	Investimentos			Manutenção	
	P_f	I_{SRA}	I_{SRC}	CM_{SRA}	$CM_{SRC}/H \cdot P_f$
	[kW]	[US\$]	[US\$]	[US\$/kWh]	[US\$/kWh]
1a	181,06	230061,64	0,00	0,0061465	0,0000000
1b	249,73	284457,21	0,00	0,0055010	0,0000000
2a	181,06	0,00	180134,07	0,0000000	0,0021391
2b	249,73	0,00	213605,96	0,0000000	0,0017751

* Nota: a - produção de 58 Nm³/h de biogás b - produção de 80 Nm³/h de biogás

Tabela 4.3 - Custos do produto da refrigeração

C_b [US\$/kWh]	Custo de produção de água gelada [US\$/kWh]			
	caso 1a	caso 1b	caso 2a	caso 2b
0,000	0,0619433	0,0610948	0,0661327	0,0590173
0,002	0,0646099	0,0637615	0,0661327	0,0590173
0,004	0,0672765	0,0664281	0,0661327	0,0590173
0,006	0,0699431	0,0690948	0,0661327	0,0590173
0,008	0,0726096	0,0717614	0,0661327	0,0590173

* Nota: a - produção de 58 Nm³/h de biogás b - produção de 80 Nm³/h de biogás

4.2.4 - Cálculo da Receita Anual

A receita anual esperada é calculada pela soma dos ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema (ganhos devido à produção de

água gelada). Deste modo, os ganhos ou benefícios anuais devido à instalação do sistema pretendido, relativos à produção de água gelada e considerando os casos 2a e 2b como referência (ou seja, comparando SRA com SRC) podem ser calculados pela seguinte equação:

$$R = \dot{Q}_e \cdot H \cdot (C_C - C_A) \quad (4.9)$$

A tabela 4.4 mostra a receita anual esperada, considerando 3 anos para o período de amortização de capital investido ("pay - back") com uma taxa anual de juros de 12 %, para diversos valores associados para o custo do biogás. Observe-se que nestas condições, apenas o caso 1a é o mais rentável (único sendo considerado um custo do biogás de 0,000 US\$/kWh).

Tabela 4.4 - Receita anual esperada

C_b [US\$/kWh]	Receita anual esperada - R [US\$]	
	caso 1a	caso 1b
0,000	6528,86	-4448,86
0,002	2368,46	-10187,26
0,004	-1791,93	-15925,65
0,006	-5936,74	-21642,54
0,008	-10097,14	-27380,94

* Nota: a - produção de 58 Nm³/h de biogás b - produção de 80 Nm³/h de biogás

4.2.5 - Análise de Sensibilidade

Mantendo-se a taxa anual de juros em 12% e o custo do biogás em 0,000 US\$/kWh, a figura 4.1 mostra a influência do período de amortização de capital investido ("pay-back") na receita anual esperada.

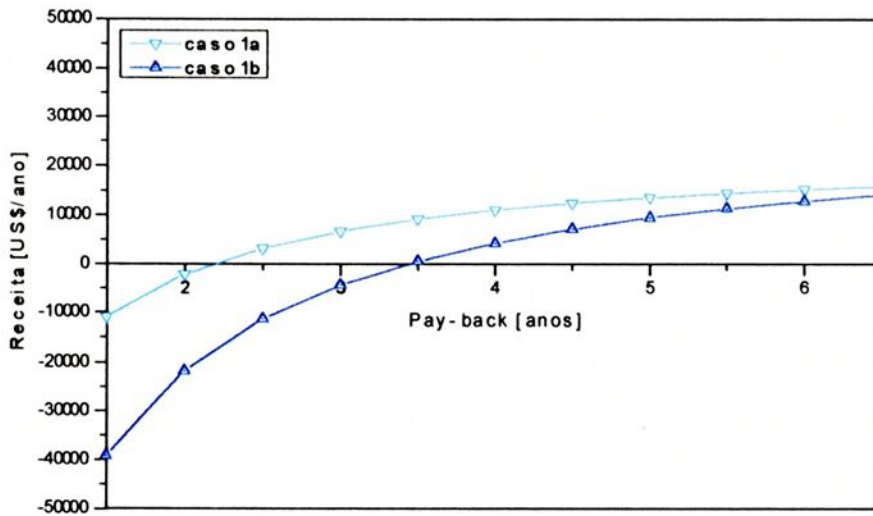


Figura 4.1 - Receita anual em função do "pay-back"

Observe-se que o caso 1a é o mais rentável, apresentando inclusive um período de amortização de capital de cerca de 2,2 anos.

Considerando a mesma taxa anual de juros (12%), com um custo do biogás em 0,002 US\$/kWh, a figura 4.2 mostra a influência do período de amortização de capital investido ("pay-back") na receita anual esperada.

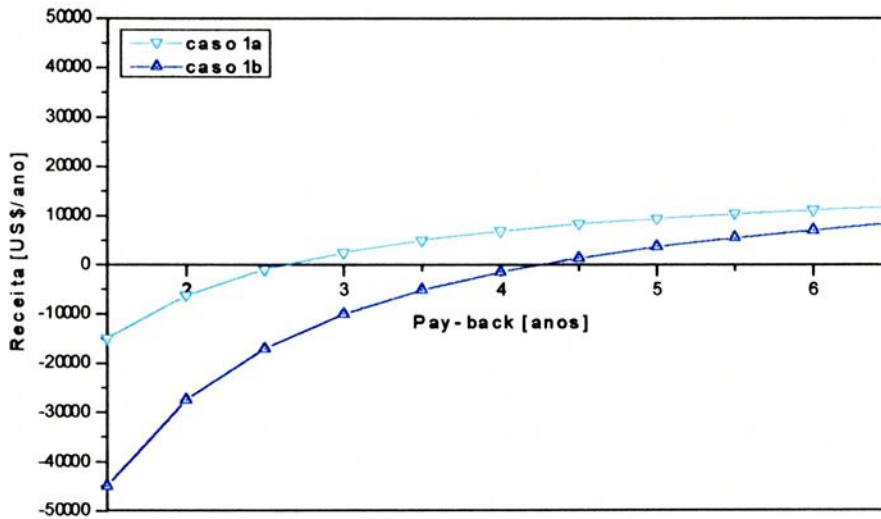


Figura 4.2 - Receita anual em função do "pay-back"

Observe-se que o caso 1a segue sendo economicamente o mais viável, apresentando agora um período de amortização de capital de 2,7 anos.

Aumentando ainda mais o custo do biogás e considerando novamente uma taxa anual de juros de 12%, as figuras 4.3 (custo do biogás em 0,004 US\$/kWh) e 4.4 (custo do biogás em 0,006 US\$/kWh) mostram a influência do período de amortização de capital investido ("pay-back") na receita anual esperada.

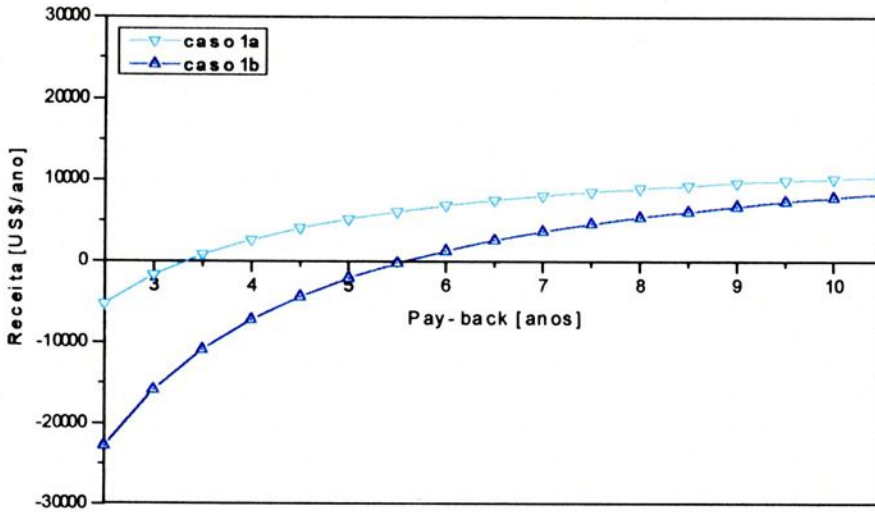


Figura 4.3 - Receita anual em função do "pay-back"

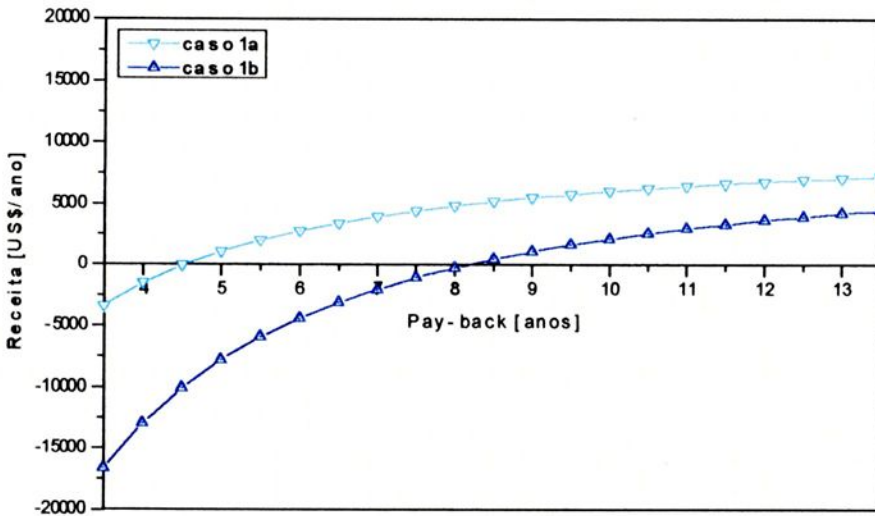


Figura 4.4 - Receita anual em função do "pay-back"

O caso 1a segue sendo economicamente o mais viável, apresentando agora um período de amortização de capital em cerca de 3,4 anos (figura 4.3, para um custo do biogás em 0,004 US\$/kWh), e 4,5 anos (figura 4.4, para custo do biogás em 0,006 US\$/kWh).

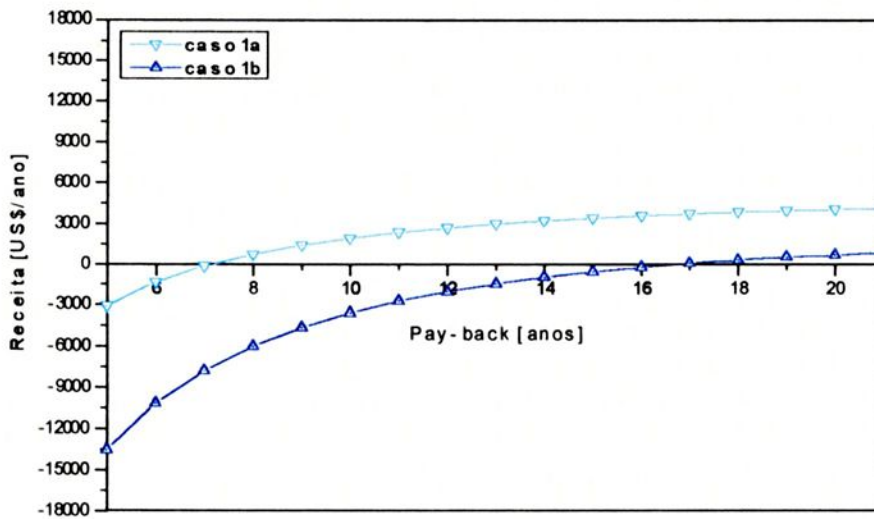


Figura 4.5 - Receita anual em função do "pay-back"

Para um custo do biogás de 0,008 US\$/kWh, o caso 1a permanece economicamente o mais viável, apresentando 7 anos como período de amortização de capital.

Considerando-se um período de amortização de 5 anos e um custo do biogás de 0,000 US\$/kWh, pode se observar a influência da taxa de juros sobre o benefício anual esperado, conforme a figura 4.6.

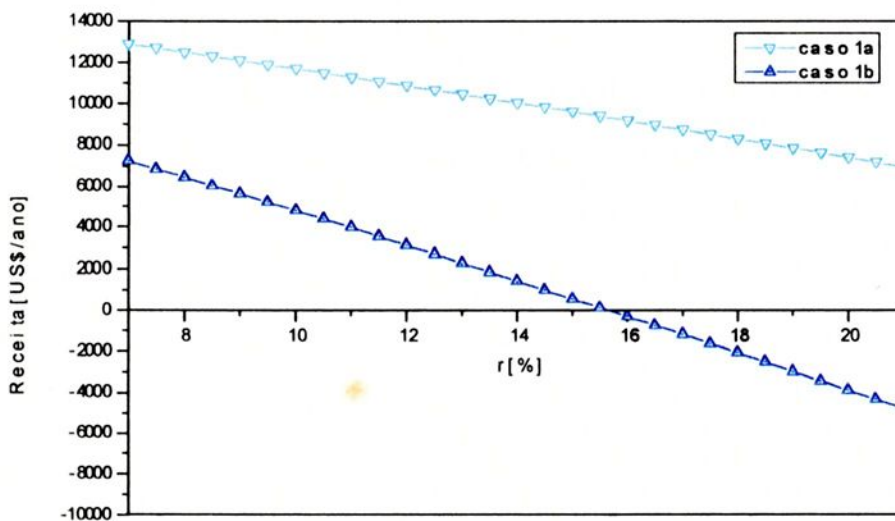


Figura 4.6 - Receita anual em função da taxa de juros

Observe-se que o caso 1a permanece economicamente o mais viável e que o caso 1b torna-se também economicamente viável para uma taxa de juros de até 15,8 % ao ano.

Considerando-se novamente um período de amortização de 5 anos, as figuras 4.7 (taxa de juros de 8% ao ano) e 4.8 (taxa de juros de 12% ao ano), mostram a influência do preço do biogás sobre a viabilidade econômica do investimento.

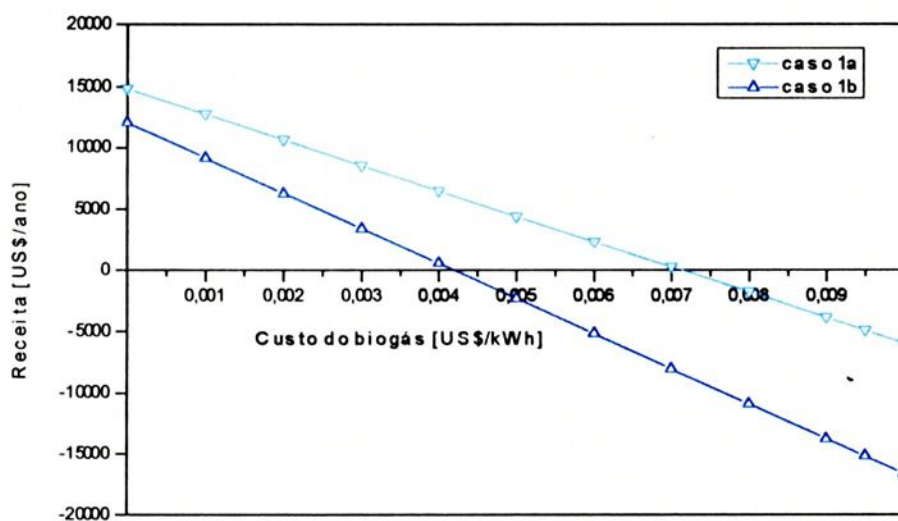


Figura 4.7 - Receita anual em função do preço do biogás com taxa anual de juros de 8%

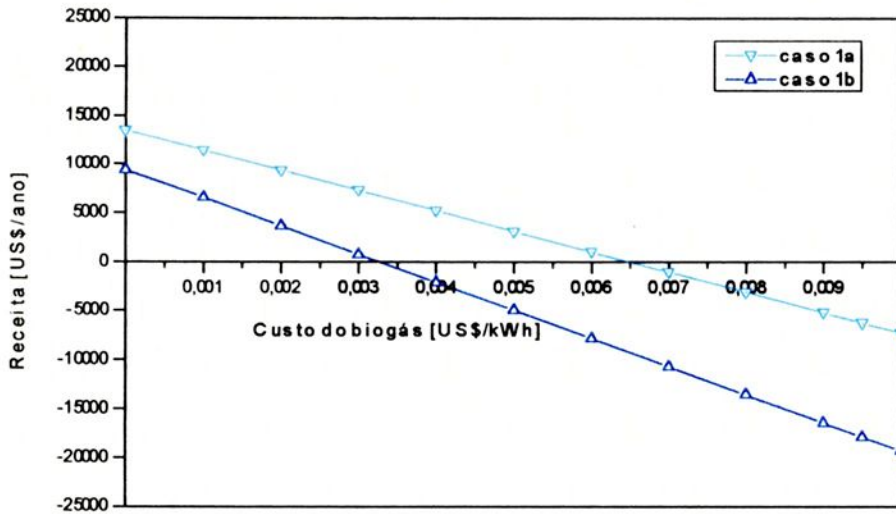


Figura 4.8 - Receita anual em função do preço do biogás com taxa anual de juros de 12%

Observe-se que o caso 1a apresenta-se com viabilidade garantida para um valor de até 0,007 US\$/kWh (figura 4.7) e 0,0065 US\$/kWh para o custo do biogás (figura 4.8).

Considerando o caso 1a e uma taxa de 12%, a figura 4.9, mostra a influência do custo do biogás sobre a viabilidade econômica do investimento.

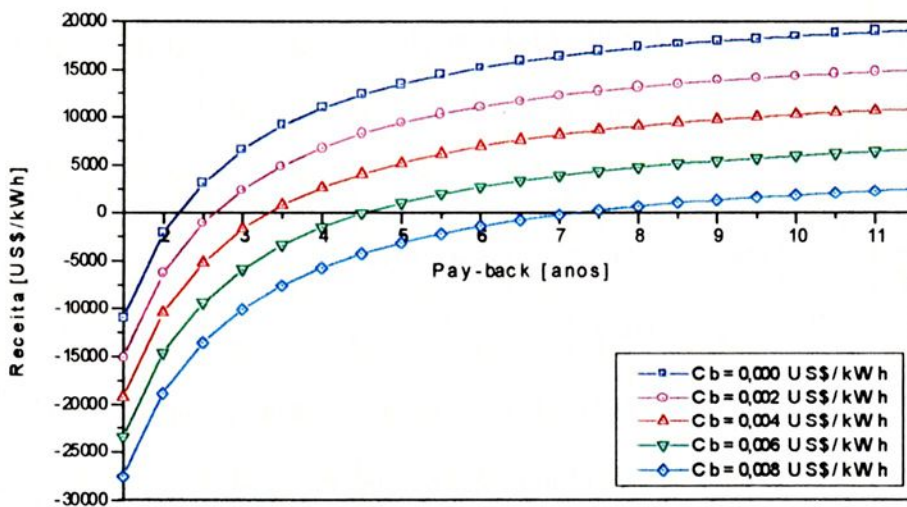


Figura 4.9 - Receita anual em função do preço do biogás

Observe-se que, o caso 1a (SRA) apresenta-se economicamente o mais viável para um custo de biogás de até 0,008 US\$/kWh, com um período de amortização de capital em torno de 7 anos.

4.3 - Comentários

Realizada a análise energoeconômica, pode-se concluir que:

1. Considerando um período de amortização de 5 anos com uma taxa de juros de 8% ao ano, o caso 1b se mostra viável para um custo de biogás de até 0,0042 US\$/kWh.

2. Se considerarmos um período de amortização de 5 anos com uma taxa de juros de 12% ao ano, o caso 1b se mostra viável para um custo de biogás de até 0,0032 US\$/kWh.

3. Com uma taxa de juros de 12% ao ano, o caso 1b se mostra viável para um custo de biogás de até 0,006 US\$/kWh, amortizando o capital em 8,2 anos; porém com o custo de biogás de 0,008 US\$/kWh o período de amortização será praticamente inviável.

4. Com uma taxa de juros de 12% ao ano e um custo de biogás de 0,008 US\$/kWh, somente o caso 1b não é aconselhável.

Com relação a influência da tarifa de eletricidade é importante salientar que a tendência de aumento de seu valor implicará numa maior vantagem

econômica da implantação do sistema de refrigeração por absorção na referida planta industrial.

No capítulo 5, será realizada uma análise exergoeconômica, para determinar-se o custo de manufatura exergético dos dois sistemas de refrigeração propostos.



CAPÍTULO 5

ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

5.1 - INTRODUÇÃO

A racionalização do uso de energia vem se tornando um ponto importantíssimo nos últimos anos. Na década passada vários grupos de pesquisadores iniciaram estudos para otimização de sistemas energéticos, desenvolvendo métodos e modelos que combinam de modo criterioso princípios oriundos das ciências térmicas (Termodinâmica, Transmissão de Calor e Mecânica dos Fluidos) e da Engenharia Econômica, com o propósito de racionalizar decisões de investimentos, desenvolvimentos e de operação de sistemas energéticos. Isto originou uma nova área da Engenharia Térmica, a Termoeconomia; desse modo, vários trabalhos sobre as técnicas de gerenciamento do consumo de energia foram feitos, partindo-se de um programa de economia de energia. Dentre estes são interessantes aqueles que desenvolvem análises termoeconômicas para a otimização de sistemas térmicos, buscando a determinação matemática cuidadosa da função do sistema como um todo e de cada unidade individualmente, tendo-se duas áreas básicas de aplicação: custos e projetos (Silveira, 1998).

Basicamente pode-se dizer que a termoeconomia combina a segunda Lei da Termodinâmica, através do conceito de disponibilidade ou exergia, com uma abordagem econômica sobre o sistema térmico.



O método de otimização termoeconômica utilizado neste capítulo é proposto por Silveira (1998), o qual aborda aspectos econômicos associados ao conceito de exergia, de modo a se consolidar em uma ferramenta auxiliar nas decisões de seleção de equipamentos, escolha do modo de operação e desta maneira permitir otimizar projetos de sistemas térmicos. Nessa técnica utiliza-se um modelo matemático, associando parâmetros termodinâmicos e de custos, definindo a função objetiva como sendo o custo de manufatura exerético.

O objetivo principal deste capítulo é aplicar este método para os sistemas estudados nos capítulos 2 e 3, voltados para a produção de água gelada.

5.2 - METODOLOGIA

A metodologia utilizada na análise exergoeconômica segue as seguintes etapas, de acordo com Silveira (1998).

- identificação das funções do sistema de refrigeração como um todo e de cada unidade individualmente;
- construção do diagrama funcional;
- determinação das funções exeréticas (base incremental);
- formulação matemática da otimização termoeconômica.

Nos próximos itens detalha-se tal abordagem, aplicada aos sistemas em estudo.

5.3 - CONSTRUÇÃO DO DIAGRAMA FUNCIONAL

O diagrama funcional do sistema, que permite a análise pretendida, é composto de figuras geométricas representando as unidades e de uma rede de linhas representando as distribuições das funções unitárias em termos exergéticos.

As figuras 5.1 e 5.2 mostram os diagramas funcionais termoeconômicos dos dois sistemas de refrigeração apresentados nas figuras 2.6 e 3.1 dos capítulos 2 e 3 respectivamente.

Convém salientar que nas figuras 5.1 e 5.2, dos diagramas funcionais associados, as linhas em azul representam as contribuições ou insumos exergéticos em bases incrementais de cada unidade e do sistema (no caso de atravessar a linha funcional de fronteira) como um todo.

A notação adotada nas figuras é mostrada da seguinte forma:

Y - Funções exergéticas (em base incremental);

$Y_{i,j}$ - j -ésima entrada à i -ésima unidade;

$Y_{k,j}$ - k -ésima saída à i -ésima unidade.

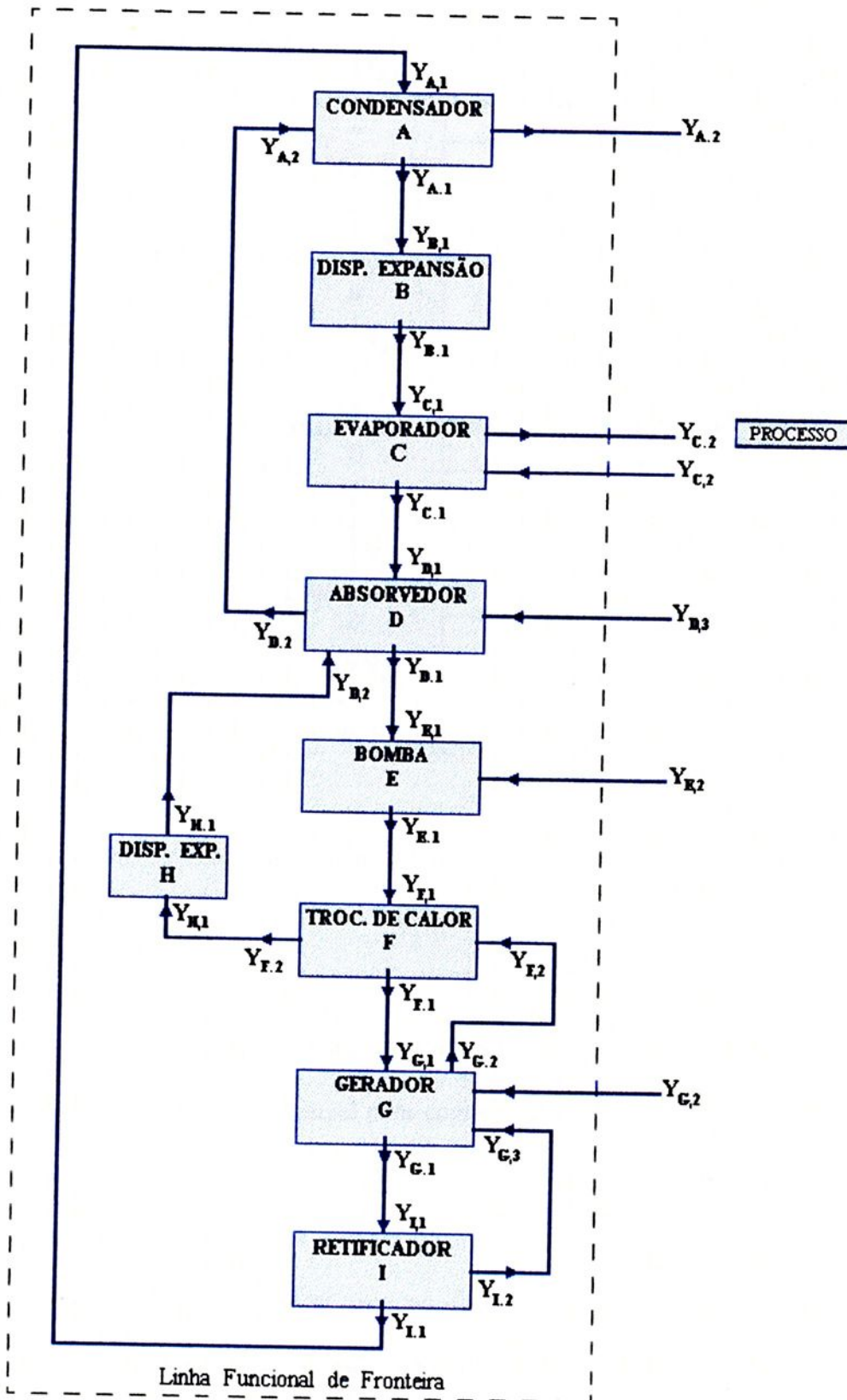


Figura 5.1 - Diagrama funcional do sistema de refrigeração por absorção

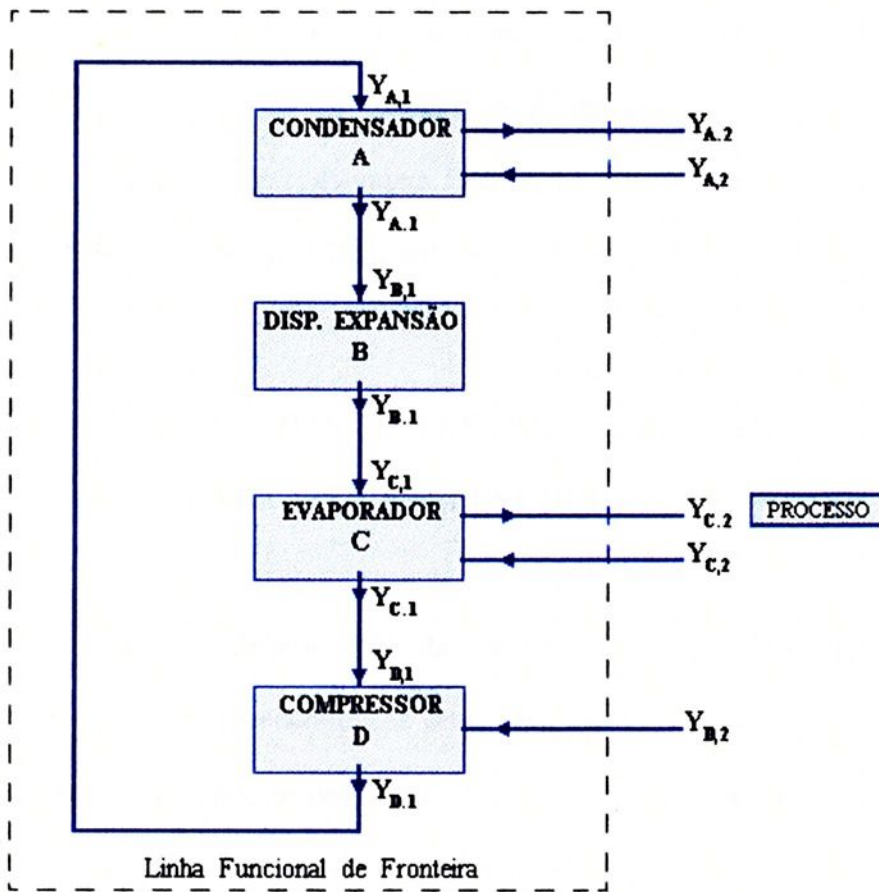


Figura 5.2 - Diagrama funcional do sistema de refrigeração por compressão de vapor

É importante observar que cada unidade receberá uma letra de identificação e também é essencial para compreender a transposição das figuras 2.6 e 3.1 dos capítulos 2 e 3 respectivamente (diagramas de fluxos para identificação das funções dos sistemas) para as figuras 5.1 e 5.2 (diagramas funcionais dos sistemas), notar que os fluxos considerados referem-se aos incrementos exergéticos e não ao valor absoluto desta propriedade termodinâmica.

Observe-se que a Linha Funcional de Fronteira é aquela que separa os insumos e produtos dos sistemas de produção de água gelada com o meio exterior e também que o diagrama funcional nessa concepção considera o processo produtivo externo ao sistema em questão.

5.4 - DETERMINAÇÃO DAS EXPRESSÕES PARA AS FUNÇÕES EXERGÉTICAS (RESTRICÇÕES)

Para a determinação das funções exergéticas associadas aos diagramas funcionais termoeconômicos serão desprezadas as perdas através das tubulações. Assim baseando-se nas figuras 2.6 e 3.1, pode se obter as expressões para as funções exergéticas (em base incremental) das figuras 5.1 e 5.2 (diagramas funcionais), onde cada unidade presta a sua contribuição exergética ao sistema.

5.4.1 - Para o sistema de refrigeração por absorção

Unidade A - Condensador

$$Y_{A,1} = Y_{I,1} \quad (5.1)$$

$$Y_{A,2} = Y_{D,2} \quad (5.2)$$

$$Y_{A,1} = \dot{m}_9 (ex_9 - ex_{10}) \quad (5.3)$$

$$Y_{A,2} = \dot{m}_{aq} (ex_{16} - ex_{15}) \quad (5.4)$$

Unidade B - Dispositivo de Expansão

$$Y_{B,1} = Y_{A,1} \quad (5.5)$$

$$Y_{B,1} = \dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_{11}) \quad (5.6)$$

Unidade C - Evaporador

$$Y_{C,1} = Y_{B,1} \quad (5.7)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{17} (h_{18} - h_{17})/\eta_B \quad (5.8)$$

$$Y_{C,1} = \dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{12}) \quad (5.9)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{af} (ex_{19} - ex_{18}) \quad (5.10)$$

Unidade D - Absorvedor

$$Y_{D,1} = Y_{C,1} \quad (5.11)$$

$$Y_{D,2} = Y_{H,1} \quad (5.12)$$

$$Y_{D,3} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13})/\eta_B \quad (5.13)$$

$$Y_{D,1} = \dot{m}_{12} (ex_{12} - ex_1) + \dot{m}_6 (ex_6 - ex_1) \quad (5.14)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_{13} (ex_{15} - ex_{14}) \quad (5.15)$$

Unidade E - Bomba

$$Y_{E,1} = Y_{D,1} \quad (5.16)$$

$$Y_{E,2} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)/\eta_B \quad (5.17)$$

$$Y_{E,1} = \dot{m}_1 (ex_2 - ex_1) \quad (5.18)$$

Unidade F - Trocador de calor

$$Y_{F,1} = Y_{E,1} \quad (5.19)$$

$$Y_{F,2} = \dot{m}_4 ex_4 - \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_8 ex_8 \quad (5.20)$$

$$Y_{F,1} = \dot{m}_2 (ex_3 - ex_2) \quad (5.21)$$

$$Y_{F,2} = \dot{m}_4 (ex_4 - ex_5) \quad (5.22)$$

Unidade G - Gerador

$$Y_{G,1} = Y_{F,1} \quad (5.23)$$

$$Y_{G,2} = \dot{m}_{20} (ex_{20} - ex_{21}) \quad (5.24)$$

$$Y_{G,3} = Y_{I,2} \quad (5.25)$$

$$Y_{G,1} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 \quad (5.26)$$

$$Y_{G,2} = Y_{F,2} \quad (5.27)$$

Unidade H - Dispositivo de Expansão

$$Y_{H,1} = Y_{F,2} \quad (5.28)$$

$$Y_{H,1} = \dot{m}_5 (ex_5 - ex_6) \quad (5.29)$$

Unidade I - Retificador

$$Y_{I,1} = Y_{G,1} \quad (5.30)$$

$$Y_{I,1} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 - \dot{m}_9 ex_9 \quad (5.31)$$

$$Y_{I,2} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_8 ex_8 \quad (5.32)$$

5.4.2 - Para o sistema de refrigeração por compressão

Unidade A - Condensador

$$Y_{A,1} = Y_{D,1} \quad (5.33)$$

$$Y_{A,2} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) / \eta_B \quad (5.34)$$

$$Y_{A,1} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_2) \quad (5.35)$$

$$Y_{A,2} = \dot{m}_{aq} (ex_7 - ex_6) \quad (5.36)$$

Unidade B - Dispositivo de Expansão

$$Y_{B,1} = Y_{A,1} \quad (5.37)$$

$$Y_{B,1} = \dot{m}_2 (ex_2 - ex_3) \quad (5.38)$$

Unidade C - Evaporador

$$Y_{C,1} = Y_{B,1} \quad (5.39)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_8 (h_9 - h_8) / \eta_B \quad (5.40)$$

$$Y_{C,1} = \dot{m}_3 (ex_3 - ex_4) \quad (5.41)$$

$$Y_{C,2} = \dot{m}_{af} (ex_{10} - ex_9) \quad (5.42)$$

Unidade D - Compressor

$$Y_{D,1} = Y_{C,1} \quad (5.43)$$

$$Y_{D,2} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) / \eta_B \quad (5.44)$$

$$Y_{D,1} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_4) \quad (5.45)$$

As tabelas 5.1 e 5.2 mostram os valores das contribuições exergéticas associadas aos dois sistemas de refrigeração em estudo.

Tabela 5.1 - Valores das funções exergéticas do sistema de absorção

Unidade A: Condensador			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{A,1}$	kW	8,76	11,80
$Y_{A,2}$	kW	2,45	3,38
$Y_{A,1}$	kW	11,68	16,11
$Y_{A,2}$	kW	6,09	8,40
Unidade B: Dispositivo de Expansão			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{B,1}$	kW	11,68	16,11
$Y_{B,1}$	kW	6,42	8,86
Unidade C: Evaporador			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{C,1}$	kW	6,42	8,86
$Y_{C,2}$	kW	0,31	0,43
$Y_{C,1}$	kW	39,18	54,05
♣ $Y_{C,2}$	kW	15,08	20,81
Unidade D: Absorvedor			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{D,1}$	kW	39,18	54,05
$Y_{D,2}$	kW	0,35	0,49
$Y_{D,3}$	kW	0,64	0,89
$Y_{D,1}$	kW	29,86	41,33
$Y_{D,2}$	kW	2,45	3,38

Tabela 5.1 - Continuação

Unidade E: Bomba			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{E,1}$	kW	29,86	41,33
$Y_{E,2}$	kW	7,71	10,79
$Y_{E,1}$	kW	0,78	1,09
Unidade F: Trocador de Calor			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{F,1}$	kW	0,78	1,09
$Y_{F,2}$	kW	2,64	3,38
$Y_{F,1}$	kW	26,01	36,41
$Y_{F,2}$	kW	19,66	27,80
Unidade G: Gerador			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{G,1}$	kW	26,01	36,41
$Y_{G,2}$	kW	207,14	285,67
$Y_{G,3}$	kW	92,81	127,73
$Y_{G,1}$	kW	92,81	127,73
$Y_{G,2}$	kW	2,64	3,38
Unidade H: Dispositivo de Expansão			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{H,1}$	kW	19,66	27,80
$Y_{H,1}$	kW	0,35	0,49
Unidade I: Retificador			
	Udes	Caso 1a	Caso 1b
$Y_{I,1}$	kW	92,81	127,73
$Y_{I,1}$	kW	8,76	11,80
$Y_{I,2}$	kW	92,81	127,73

Nota: ♣ - água gelada

Tabela 5.2 - Valores das funções exergeticas
do sistema de compressão

Unidade A: Condensador			
	Udes	Caso 2a	Caso 2b
$Y_{A,1}$	kW	46,79	64,54
$Y_{A,2}$	kW	0,35	0,48
$Y_{A,1}$	kW	12,94	17,85
$Y_{A,2}$	kW	4,76	6,57
Unidade B: Dispositivo de Expansão			
	Udes	Caso 2a	Caso 2b
$Y_{B,1}$	kW	12,94	17,85
$Y_{B,1}$	kW	3,12	4,30
Unidade C: Evaporador			
	Udes	Caso 2a	Caso 2b
$Y_{C,1}$	kW	3,12	4,30
$Y_{C,2}$	kW	0,31	0,43
$Y_{C,1}$	kW	30,74	42,39
♣ $Y_{C,2}$	kW	15,08	20,81
Unidade D: Compressor			
	Udes	Caso 2a	Caso 2b
$Y_{D,1}$	kW	30,74	42,39
$Y_{D,2}$	kW	60,19	82,06
$Y_{D,1}$	kW	46,79	64,54

Nota: ♣ - água gelada



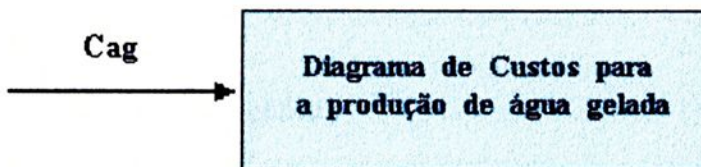
5.5 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA

O objetivo da análise exergoeconômica para a otimização termoeconômica consiste em minimizar o custo exergético da Manufatura (CMex), que constitui basicamente do custo de produção de água gelada no caso dos sistemas de refrigeração considerados. Assim, para determinarmos o CMex torna-se necessário a construção do diagrama de custos associados a manufatura (em base exergética) e a determinação das equações matemáticas correspondentes, conforme temos a seguir:

5.5.1 - Para o sistema de refrigeração por absorção

Neste caso, temos a seguinte situação a ser otimizada, dependendo do tipo de produto exergético considerado útil ao processo (água gelada).

Situação: Casos 1a, 1b



$$CMex = Cag \text{ (em base exergética)} \quad (5.46)$$

$$Cag = (I_{SRA} \cdot f \cdot t) / (H \cdot Y_{C,2}) + C_b \cdot Y_{G,2} / Y_{C,2} + P_{el} \cdot (Y_{C,2} + Y_{D,3} + Y_{E,2}) / Y_{C,2} \quad (5.47)$$

Onde:

$$f = \frac{q^k \cdot (q-1)}{q^k - 1} \quad (5.48)$$

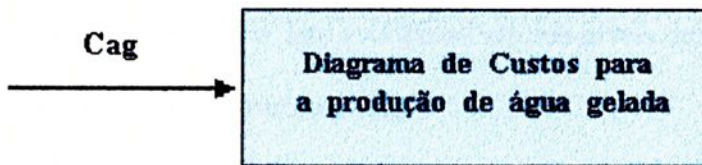
$$q = 1 + r/100 \quad (5.49)$$

Com: t - fator de taxa de manutenção estimado em 10%.

5.5.2 - Para o sistema de refrigeração por compressão

De modo análogo ao sistema de absorção, temos a seguinte situação a ser otimizada:

Situação: Casos 2a, 2b



$$CMex = Cag \text{ (em base exergética)} \quad (5.50)$$

$$Cag = (I_{SRC} \cdot f \cdot t) / (H \cdot Y_{C,2}) + P_{el} \cdot (Y_{A,2} + Y_{C,2} + Y_{D,2}) / Y_{C,2} \quad (5.51)$$

A tabela 5.3 mostra os resultados da análise exergoeconômica, considerando os parâmetros mostrados na tabela 4.1.

Tabela 5.3 - Resultados da Análise Exergoeconômica

C_b [US\$/kWh]	CMex [US\$/kWh]			
	caso 1a	caso 1b	caso 2a	caso 2b
0,000	1,0375050	0,9346491	1,0596738	0,9468635
0,002	1,0649693	0,9621090	1,0596738	0,9468635
0,004	1,0924337	0,9895689	1,0596738	0,9468635
0,006	1,1198981	1,0170288	1,0596738	0,9468635
0,008	1,1473625	1,0444887	1,0596738	0,9468635

Observe-se que a planta melhor sob o ponto de vista exergoeconômico é a representada pelo caso 2b (máquina de compressão considerando correspondente de biogás de 80 Nm³/h), que conduz a um menor custo de manufatura exergético. Isto está associado aos níveis de irreversibilidades associados, que são menores para esse caso.

As figuras 5.3 e 5.4, representam os custos de manufatura exergético do sistema proposto, no caso de sistema de refrigeração por absorção.

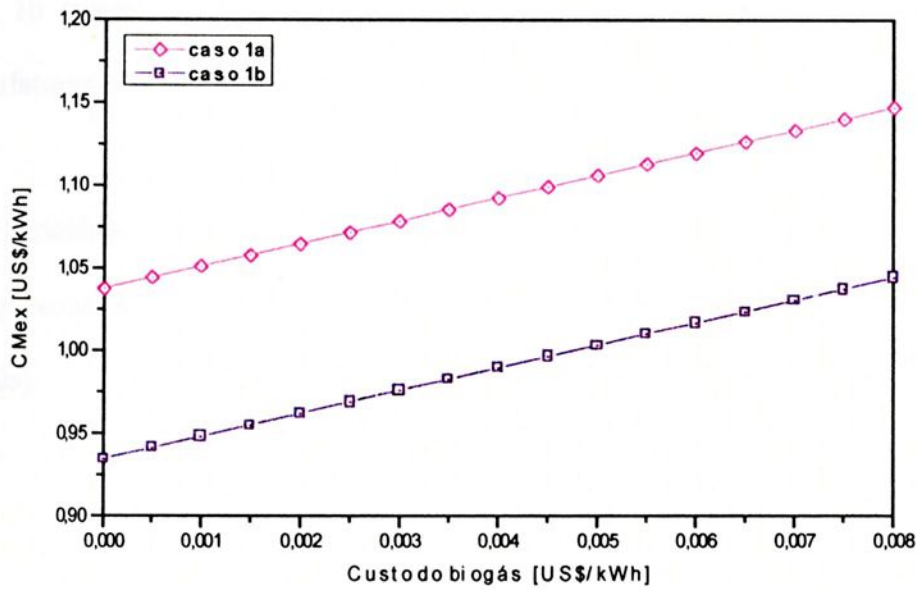


Figura 5.3 - Custo de manufatura exergético em função do custo do biogás

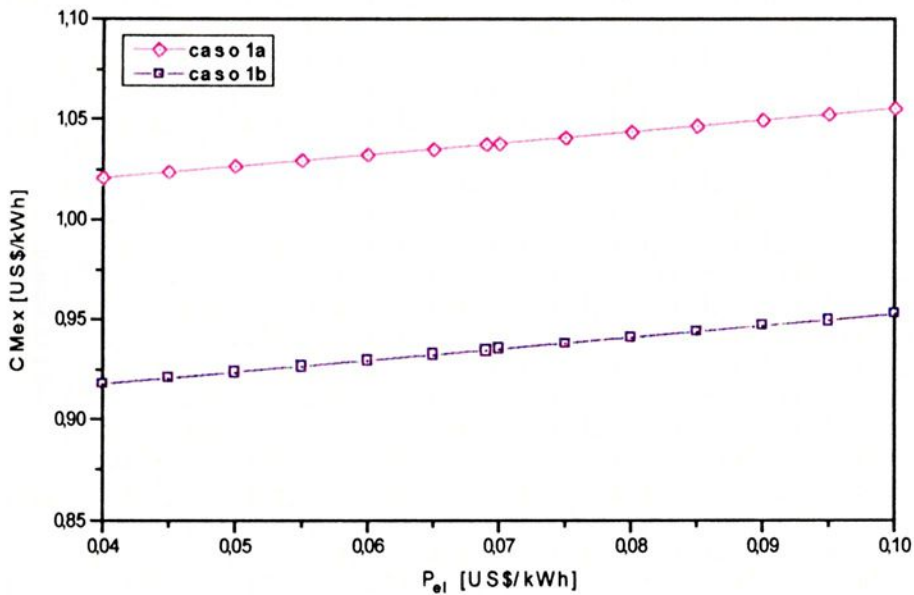


Figura 5.4 - Custo de manufatura exergético em função da tarifa de eletricidade

Observe-se que, se considerarmos a máquina de absorção, sob o ponto de vista exergoeconômico a planta mais eficiente é a representada pelo

caso 1b (vazão de $80 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de biogás), que apresenta menores custos de manufaturas exergeticos associados.

Considerando ainda a máquina de absorção e variando a tarifa de eletricidade (figura 5.4), a planta mais eficiente sob o ponto de vista exergoeconômico continua sendo a representada pelo caso 1b ($80 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de biogás).

A figura 5.5 mostra a influência da tarifa de eletricidade sobre os custos de manufaturas exergeticos, no caso dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor (casos 2a e 2b).

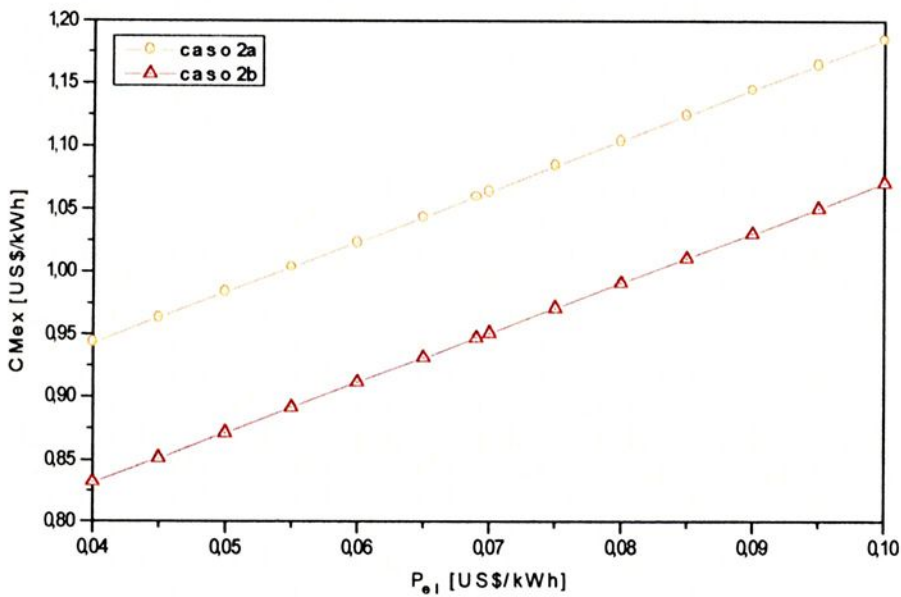


Figura 5.5 - Custo de manufatura exergetico em função da tarifa de eletricidade

Observe-se que, se considerarmos a máquina de compressão, sob o ponto de vista exergoeconômico a planta mais eficiente é a representada pelo caso 2b (correspondente a vazão de $80 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de biogás).

As figuras 5.6 e 5.7 representam a influência da taxa anual de juros no custo de manufatura exergético, considerando a máquina de absorção e de compressão, respectivamente. Como visto anteriormente, a planta mais eficiente continua sendo a representada pelo caso 1b (máquina de absorção), e pelo caso 2b (máquina de compressão).

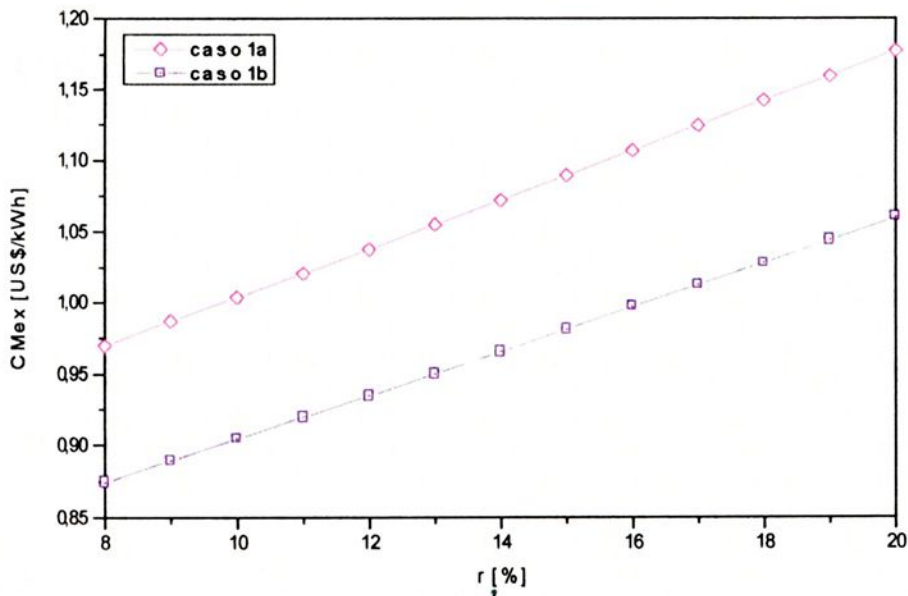


Figura 5.6 - Custo de manufatura exergético em função da taxa de juros

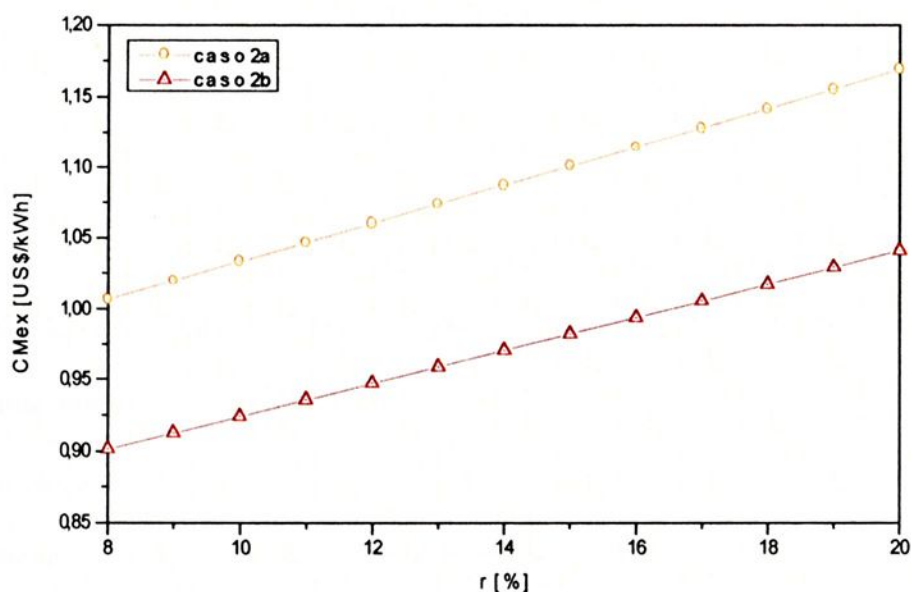


Figura 5.7 - Custo de manufatura exergético em função da taxa de juros

5.6 - COMENTÁRIOS

Neste capítulo foi aplicado o método de otimização termoeconômica para determinarmos as funções exergéticas incrementais de modo a obter o custo de manufatura exergético, utilizando comparativamente as máquinas de absorção e de compressão.

De acordo com os resultados obtidos, verifica-se sob o ponto de vista exergoeconômico que a planta mais eficiente é a representada pelo caso 2b (máquina de compressão), pelo fato deste sistema estar associado a menores níveis inerentes de degradação de energia (ou irreversibilidades).

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Desenvolveu-se análises aplicadas aos processos nos quais valorizou-se as possibilidades da implantação de plantas de refrigeração utilizando sistema de refrigeração por absorção (SRA) com o biogás disponível e sistema de refrigeração por compressão de vapor (SRC) com amônia como fluido refrigerante, para abastecer as necessidades de água gelada do laticínio.

Foram estudados dois casos, sendo possível observar através da análise energoeconômica, que se baseia em procurar o caso de maior benefício ou receita anual esperada, que a melhor alternativa é o caso 1a (com uma vazão de $58 \text{ Nm}^3/\text{h}$ de biogás), que considera o uso de máquina de absorção com capacidade frigorífica de 223 kW.

Sob o ponto de vista da análise exergoeconômica, que se baseia no conceito do custo de manufatura exergetico, ficou claro a maior vantagem para o caso 2b, que considera o uso de sistema de refrigeração por compressão de vapor com capacidade frigorífica de aproximadamente 308 kW. Convém salientar que este resultado está condicionado ao fato de que este sistema (caso 2b) apresenta menores índices de irreversibilidades associadas.

De qualquer modo, fica confirmada a viabilidade econômica do uso de sistema de refrigeração por absorção acionado por biogás no referido Laticínio.

Como sugestões de trabalhos futuros pode-se citar:

1. Definição de coeficientes de caracteres exergéticos baseando-se no conceito de incremento;
2. Uso de multiplicadores de Lagrange para efetuar uma análise comparativa;
3. Desenvolvimento de um Software para a realização das análises energoeconômicas e exergoeconômicas;
4. Aplicações das análises efetuadas para outros tipos de sistemas térmicos.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANÔNIMO; "Ashrae Handbook of Equipment", American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc 1791 - Tullie Circlly, N. E., Atlanta, p. 32, 1988.

ANÔNIMO; "AT Information - Biogas Digest: Costs and Benefits", 1997, <http://gate.gtz.de/biogas/costben/costben.html>, 8 agosto 1998.

ANÔNIMO; "Petbow Generating Sets", Catálogo do Fabricante, London, 1991.

BARCLAY, F. J.; "Combined Power and Process - An Exergy Aproch" Mechanical Engineering Publications Limited, London, p. 155, 1995.

BENINCASA, M., ORTOLANI, A. F., LUCAS JUNIOR, J.; "Biodigestores Convencionais", Departamento de Engenharia Rural da Faculdade de Ciências Agrárias e Veterinárias - UNESP, Campus de Jaboticabal, pp. 1-15, 1990.

BOEHN, R. F.; "Design Analysis of Thermal Systems", John Wiley, New York, p. 255, 1987.

CAETANO, L.; "Proposição de um sistema modificado para quantificação de biogás", Dissertação (Mestrado) - UNESP, Campus de Jaboticabal, p. 130, 1990.



CORTEZ, J.; "Avaliação Exergética de um Sistema de Refrigeração por absorção $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ", Publicação Interna, Unicamp – Universidade Estadual de Campinas, Departamento de Engenharia Agrícola, 1993.

COSTA, Ê. C.; "Física Industrial - Refrigeração", editora Meridional EMMA, v. II, Porto Alegre, p. 175, 1976.

EBINUMA, C. D. et al.; "Análise Exergética para a Determinação do Desempenho Ótimo de uma Bomba de Calor", Anais do XI Seminário da ADUNESP, Guaratinguetá - SP, pp. 355-61, 1990.

HEROLD et al., "Absorption Chillers and Heat Pumps", 1996, Reinhard Radermacher Sanford A. Klein, CRC PRESS, New York, p. 329, 1996.

KEATING, E. L.; "Applied Combustion", Marcel Dekker, Inc., pp. 512-52, 1993.

KEHLHOFER, R.; "A comparison of power plants for cogeneration of heat and electricity" - BBC Brown Boveri, Zurich, 1987.

LIZARRAGA, J. M. S.; "Cogeneración: Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y Económicos", Servicio Editorial de la Universidad del país Vasco, segunda Edición, Bilbao, p. 565, 1994.



000395



NOGUEIRA et al; "Análise Exergética da Unidade 1 da Termelétrica Piratininga", Anais do X SNPTEE, Informe Técnico GPT II, Curitiba, pp. 1-6, 1989.

NOGUERA, O. R. , MENNA, M. B., JACOB. S. B., SUAREZ, J. A.; "Sistema Energético No - Convencional Aplicado a la Agroindustria", ANALES do II Congresso Latinoamericano Generación y Transporte de Energia Eléctrica, 6 - 9 novembro, Mar Del Plata, Argentina, p. 1-6, 1995.

PIRES, N. J. R. M.; "T.T.E - FINAL PROJECT - BIOGAS", 1996, http://morango.esb.ucp.pt/~n_pires/p4.htm, 8 agosto 1998.

RANT, Z.; "Exergie, Ein Neueswort", Forsch. Ing. Wes, Berlin, v. 22, n.1, 1956.

SILVEIRA, J. L. e LACAVA, P.T.; "Análise Exergética de Sistema de Cogeração Aplicado à Fabricação de Papel e Celulose", Anais do II CEM-NME – Congresso de Engenharia Mecânica Norte - Nordeste, João Pessoa - PB, pp. 242-50, 1992a.

SILVEIRA, J. L. and NOGUEIRA, L. H. N.; "Thermoeconomic Functional Analysis Applied in Cogeneration Systems Associated to Cellulose Plants", Proceedings of The International Symposium On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems – ECOS'92, ASME, Zaragoza, Spain, pp. 3811-86, 1992b.

SILVEIRA, J. L.; "Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários; Estudos de Casos para o Setor Terciário", Tese de Doutorado, Unicamp - Universidade Estadual de Campinas, p. 193, 1994.

SILVEIRA, J. L. e CARVALHO JR, J. A.; "Proposta de Assessoria Técnica: Estudo para melhorar em 30% o sistema de geração de água gelada na Leite Paulista", maio 1997.

SILVEIRA, J. L. "Uma Contribuição para a Modelagem Termoeconômica: Otimização da Operação e do Projeto de Sistemas Energéticos", Trabalho de Livre Docência, FEG - Guaratinguetá, p. 58, 1998.

SZARGUT, J.; "International Progress in Second Law Analysis", Energy, Vol. 5, no. 8/9, pp. 709-18, 1980.

THÉRY, H.; "AT Information - biogas, França - Flasch, Meio Ambiente", 1997, http://gate.gtz.de/isat/cgi-bin/pubq.pl/S000_CS, 8 agosto 1998.

VAN WYLEN, G. J. e SONNTAG, R. E.; "Fundamentos da Termodinâmica Clássica", Tradução da 4ª edição Americana, Editora Edgard Blucher Ltda, São Paulo, 1993.

WALL, G.; "Optimization of Refrigeration Machinery", International Journal of Refrigeration, v. 14, pp. 336-40, 1990.



Autorizo a reprodução deste trabalho

Guaratinguetá, 11 de novembro de 1998

IRAÍDES APARECIDA DE CASTRO VILLELA



