


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Reynaldo Palacios
Bereche E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 20 / 07 / 2007


ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural

Autor: Reynaldo Palacios Bereche
Orientadora: Silvia Azucena Nebra de Perez

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

**Avaliação de sistemas de refrigeração por
absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de
inserção no setor terciário utilizando gás
natural**

Autor: Reynaldo Palacios Bereche
Orientadora: Silvia Azucena Nebra de Perez

Curso: Planejamento de Sistemas Energéticos.
Área de Concentração:

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Planejamento de Sistemas Energéticos.

Campinas, 2007
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

P171a Palacios Bereche, Reynaldo
Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção
H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor
terciário utilizando gás natural / Reynaldo Palacios
Bereche. --Campinas, SP: [s.n.], 2007.

Orientador: Silvia Azucena Nebra
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Gás natural. 2. Refrigeração. 3. Exergia. 4.
Termoeconomia. I. Nebra, Silvia Azucena. II.
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Evaluation of absorption refrigeration systems H₂O/LiBr and
their possibility of introduction in the tertiary sector using
natural gas

Palavras-chaves em inglês: Natural gas, Absorption refrigeration system, Lithium bromide-
water, Exergetic analysis, Exergoeconomic analysis

Área de concentração:

Titulação: Mestre em Planejamento e Sistemas Energéticos

Banca examinadora: José Tomaz Vieira Pereira, Vivaldo Silveira Junior

Data da defesa: 20/07/2007

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

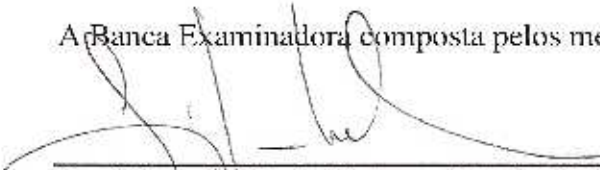
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
PLANEJAMENTO DE SISTEMAS ENERGÉTICOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

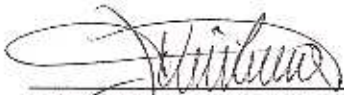
**Avaliação de sistemas de refrigeração por
absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de
inserção no setor terciário utilizando gás
natural**

Autor: Reynaldo Palacios Bereche
Orientadora: Silvia Azucena Nebra de Perez.


A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dra. Silvia A. Nebra, Presidente
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior
Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 20 de julho de 2007

Dedicatória:

Dedico este trabalho a meus pais.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Prof.^a Dra. Silvia A. Nebra pela orientação, ensinamento, acompanhamento, dedicação, confiança e amizade.

Aos professores do curso pelo aprendizado através das diferentes disciplinas, entre eles, de maneira especial, aos Professores Paulo de Barros Correia, Jorge Isaias Llagostera Beltran, Arnaldo César da Silva Walter, Moacyr Trindade de Oliveira Andrade, Carla Nakao Kazue Cavaliero, Ennio Peres da Silva, Luís Augusto Barbosa Cortez e Denilson Boschiero do Espírito Santo.

Ao professor Lincoln de Camargo Neves Filho, da Faculdade de Engenharia de Alimentos, pela ajuda prestada.

Aos meus professores da *Universidad Nacional de Ingeniería* em Lima – Peru, pelo ensinamento e a motivação à pesquisa, entre eles, de maneira especial, ao Prof. Walter Galarza, ao Prof. Gino Venegas e ao Prof. Guillermo Lira.

A meus colegas de trabalho, Harold, Adriano e Marcelo pela amizade e pela ajuda prestada.

A meus amigos *do corredor* e colegas do curso.

Resumo

PALACIOS, Reynaldo Bereche, *Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural* Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 188 p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho é feita uma revisão em relação à participação do gás natural na matriz energética mundial, brasileira e no Estado de São Paulo. Características do setor terciário, assim como da utilização do gás natural neste setor de consumo, são apresentadas também na primeira parte. Foi feita uma revisão das tecnologias de utilização de gás natural no setor terciário, assim como da tecnologia dos sistemas de refrigeração por absorção, das diferentes configurações do ciclo, e dos fluidos de trabalho utilizados neste tipo de sistema. Uma metodologia para o cálculo da exergia da solução água brometo de lítio, comumente utilizada como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção para condicionamento de ambientes, foi elaborada. Para a realização das análises exérgica e exergoeconômica do sistema foi realizado o cálculo da exergia total dos fluidos de trabalho considerando as parcelas de exergia química e física. A análise exérgica compreendeu o cálculo da irreversibilidade em cada componente do sistema assim como da total. Na última parte do trabalho foi realizada a análise termodinâmica, exérgica e exergoeconômica do sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito H₂O/LiBr, considerando como fontes de aquecimento um sistema de queima direta de gás natural e energia de rejeito de um sistema de cogeração. Os resultados são comparados e discutidos.

Palavras Chave

- Gás Natural, sistema de refrigeração por absorção, água-brometo de lítio, exergia, análise termoeconômica.

Abstract

PALACIOS, Reynaldo Bereche, *Evaluation of absorption refrigeration systems H₂O/LiBr and their possibility of introduction in the tertiary sector using natural gas* Campinas,; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2007. 188 p. Dissertação (Mestrado)

A review about the participation of the natural gas in the energetic matrix was done in this work, considering the scope international, Brazilian and the São Paulo State. Characteristics of the tertiary sector and the natural gas utilization in this consumption sector are also presented. A review about the technologies of utilization of natural gas in the tertiary sector was also done. In the following part, the technology of absorption refrigeration systems, different configurations of the cycle and working fluids were reviewed. A methodology for the exergy calculation of the lithium bromide – water solution was elaborated. The lithium bromide – water solution is widely utilized as working fluid in absorption refrigeration system for air conditioning. The exergy calculation takes in account the chemical and physical parcel of the exergy, which is important to realize the exergetic and exergoeconomic analysis of the system. In the last part of the work it was done a thermodynamic, exergetic and exergoeconomic analysis of the absorption refrigeration system H₂O/LiBr of single and double effect. The exergetic analysis included the irreversibility calculation in each component and the total irreversibility of the system. Two different energy sources were considered: direct heating through natural gas combustion and the utilization of rejected energy in a cogeneration system. The different results were compared.

Key Words

-Natural gas, absorption refrigeration system, lithium bromide – water, exergetic analysis, exergoeconomic analysis.

Índice

Dedicatória:	iv
Agradecimentos	v
Resumo	vi
Abstract	vii
Índice	viii
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xv
Nomenclatura	xvii
Capítulo 1	1
Introdução	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Justificativa	2
1.3 Organização do trabalho	3
1.3.1 Introdução.....	3
1.3.2 Gás Natural.....	3
1.3.3 Sistemas de refrigeração por absorção	3
1.3.4 Cálculo da exergia da solução H ₂ O/LiBr	4
1.3.5 Análise termodinâmica e exergética de sistemas de refrigeração por absorção H ₂ O/LiBr	4
1.3.6 Análise termoeconômica de sistemas de refrigeração por absorção H ₂ O/LiBr	4
1.3.7 Conclusões e Sugestões.....	4
Capítulo 2	5
Gás natural na matriz energética	5
2.1 O gás natural na matriz energética mundial	6
2.2 Reservas de gás natural	8
2.3 O gás natural na matriz energética brasileira	13

2.4	Uso do gás natural no Estado de São Paulo	26
2.5	Gás natural no setor terciário	31
	Utilização de gás natural para cocção de alimentos	32
	Utilização de gás natural para produção de vapor e aquecimento de água	32
	Utilização de gás natural para condicionamento de ambientes	33
	Utilização de gás natural para produção de energia elétrica	33
	Sistemas de cogeração no setor terciário.....	34
	Capítulo 3	37
	Sistemas de refrigeração por absorção.....	37
3.1	Geral - Tipos mais comuns de sistemas de absorção.....	39
	Sistemas de absorção de simples efeito.....	39
	Bomba de calor por absorção	43
	Transformador de calor por absorção.....	43
	Sistemas de absorção de múltiplos efeitos	45
	Ciclo GAX.....	45
3.2	Sistema de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples efeito	47
3.3	Sistema de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de duplo efeito	49
3.4	Ciclos avançados H₂O/LiBr.....	51
	3.4.1 Ciclo de médio efeito	52
	3.4.2 Ciclo de triplo efeito.....	54
	3.4.3 Ciclo de reabsorção	56
3.5	Inibição da cristalização do LiBr	57
3.6	Fluidos de trabalho alternativos para sistemas de refrigeração por absorção.....	60
3.7	Pesquisa e desenvolvimento na UNICAMP – sistemas NH₃/H₂O	62
	Capítulo 4	66
	Cálculo da exergia da solução água brometo de lítio (H₂O/LiBr)	66
4.1	Propriedades da solução de água-brometo de lítio	66
	4.1.1 Entalpia.....	67
	4.1.2 Entropia	70
	4.1.3 Atividades.....	73
4.2	Cálculo da exergia da solução de brometo de lítio – água.....	75
	4.2.1 Exergia física.....	75
	4.2.2 Exergia química.....	76
	4.2.3 Exergias químicas padrão.....	77
	Capítulo 5.....	81

Análise termodinâmica e exergética dos sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples e duplo efeito	81
5.1 Análise termodinâmica	81
5.1.1 Sistema de simples efeito	82
Bomba de água de resfriamento	92
5.1.2 Sistema de duplo efeito	97
Torre de resfriamento	103
5.2 Análise exergética	104
Sistema de simples efeito	105
Sistema de duplo efeito	106
5.3 Resultados	109
Capítulo 6.....	121
Análise termoeconômica dos sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples e duplo efeito.....	121
6.1 Análise funcional com neguentropia - Considerando fluxos de exergia total.....	122
6.2 Cálculo de custos exergéticos – Sistema de simples efeito	126
6.3 Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em um sistema de cogeração..	132
6.4 Cálculo de custos monetários – Sistema de simples efeito.....	139
6.5 Cálculo de custos exergéticos – Sistema de duplo efeito	149
6.6 Cálculo de custos monetários – Sistema de duplo efeito.....	155
6.7 Comparação de custos operacionais: Sistema de refrigeração por absorção vs Sistema de refrigeração por compressão de vapor	160
Custos operacionais para o sistema de refrigeração por absorção	160
Custos operacionais para o sistema por compressão de vapor.....	161
Capítulo 7	164
Conclusões.....	164
Capítulo 8.....	167
Sugestões para Próximos Trabalhos.....	167
Referências Bibliográficas	168
Anexos	179

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Demanda de energia primária no mundo, 1970 – 2030.....	6
Figura 2.2 – Consumo de gás natural por área geográfica, 1981 – 2006.....	7
Figura 2.3 – Reservas de gás no final do ano 2006 por região geográfica.....	9
Figura 2.4 – Reservas provadas de gás no final do ano 2006 em países da América do Sul e Central.....	11
Figura 2.5 – Reservas provadas de gás natural entre 1964 - 2006.....	12
Figura 2.6 – Distribuição percentual das reservas provadas de gás natural segundo Unidades da Federação em 31/12/2006.....	12
Figura 2.7 – Evolução do consumo de gás natural por setores; período 1991 a 2005.....	13
Figura 2.8 – Detalhe do consumo de gás natural no setor industrial, período 1991 a 2005..	14
Figura 2.9 – Detalhe da evolução do consumo de gás natural nos setores de menor incidência, período 1991 a 2005	15
Figura 2.10 – Evolução do consumo energético final por fonte, período 1991 a 2005.	16
Figura 2.11 – Detalhe da evolução do consumo energético final nas fontes de menor consumo, período 1991 a 2005.....	16
Figura 2.12 – Evolução da produção de gás natural no Brasil, período 2000 a 2007	19
Figura 2.13 – Produção de gás natural por Unidade da Federação, 2007	19
Figura 2.16 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo, período 1991 a 2005.....	27
Figura 2.17 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo, período 1991 a 2005, setores: residencial comercial e público	27
Figura 2.18 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo no setor industrial, período 1991 a 2005.....	28
Figura 2.19 – Distribuição do consumo final de energéticos entre os anos de 1991 a 2005...29	
Figura 2.20 – Distribuição do consumo final de energéticos entre os anos de 1991 a 2005...29	
Figura 2.21 – Participação dos derivados de petróleo no consumo final	30
Figura 3.1 – Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito H ₂ O/LiBr.....	40

Figura 3.2 Esquema do retificador (coluna de destilação) em um sistema $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$	41
Figura 3.3 - Esquema do ciclo de simples efeito $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ com pré-resfriador de condensado e retificador integrado	42
Figura 3.4 – Transformador de calor por absorção.....	44
Figura 3.5 - Esquema do ciclo GAX	46
Figura 3.6 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ com queima direita de gás natural	47
Figura 3.7 - Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito água-brometo de lítio ...	50
Figura 3.8 - Sistema de refrigeração por absorção de médio efeito água-brometo de lítio...	53
Figura 3.9 - Esquema do ciclo de triplo efeito $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	55
Figura 3.10 Esquema do ciclo de re-absorção $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$	57
Figura 3.11 - Solubilidade do LiBr puro em água.....	58
Figura 4.1 - Entalpia das soluções de brometo de lítio e água, em função da concentração, para diferentes temperaturas.....	70
Figura 4.2 - Entropia das soluções de brometo de lítio e água em função da concentração, para diferentes temperaturas.....	72
Figura 4.3 - Atividade da água e do LiBr na solução, a 25°C, em função da fração mássica de LiBr.....	75
Figura 4.4 - Exergia física da solução $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, em função da concentração, em base mássica do LiBr.	76
Figura 4.5 - Parcela da exergia química da solução $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ calculada em função das exergias padrão, em função da concentração, em base mássica do LiBr.....	78
Figura 4.6 - Variação da Exergia química da solução de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ pelo efeito de dissolução (Eq. (4.27)), a 25 °C em função da concentração, em base mássica do LiBr.	79
Figura 4.7. Exergia química total da solução $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ a 25°C em função da concentração em base mássica do LiBr.	79
Figura 4.8 - Exergia total (química e física) da solução $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ em função da concentração em base mássica do LiBr.....	80
Figura 4.9 Porcentagem que representa a exergia química em relação à exergia total para diferentes concentrações de LiBr (X%) e para diferentes temperaturas	80
Figure 5.1 – Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com torre de resfriamento.....	83
Figure 5.2 – Diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito	84
Figura 5.3: Diagrama da transferência de calor no gerador.....	89
Figura 5.4: Diagrama da transferência de calor no condensador	90
Figura 5.5: Diagrama da transferência de calor no evaporador	90

Figura 5.6: Diagrama da transferência de calor no absorvedor.....	91
Figure 5.7: Esquema dos fluxos no gerador do sistema com queima direta.....	94
Figure 5.8 – Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito com torre de resfriamento.....	97
Figure 5.9 – Diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	97
Figura 5.10: Esquema dos fluxos no gerador do sistema de duplo efeito com queima direta.....	103
Figura 5.11: Irreversibilidade em cada componente do sistema de simples efeito, em porcentagem.....	110
Figura 5.12: Eficiência exergética em cada componente do sistema de simples efeito, em porcentagem.....	111
Figura 5.13: Irreversibilidade em cada componente do sistema de duplo efeito, em porcentagem.....	115
Figura 5.14: Eficiência exergética em cada componente do sistema de duplo efeito, em porcentagem.....	116
Figura 5.15: Coeficiente de desempenho (COP) e calor trocado no evaporador (Q_{evap}) em função da temperatura da fonte quente T_{11} no sistema de simples efeito.....	117
Figura 5.16: Calores transferidos em função da temperatura da fonte quente, para cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.....	118
Figura 5.17: Temperaturas internas (T_4, T_1, T_{10}) no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em função da temperatura da fonte quente.....	118
Figura 5.18: Coeficiente de desempenho (COP) e calor trocado no evaporador (Q_{evap}) em função da temperatura da fonte quente T_{21} no sistema de duplo efeito.....	119
Figura 5.19: Calores transferidos em função da temperatura da fonte quente, para cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.....	120
Figura 5.20: Temperaturas internas ($T_{14}, T_{11}, T_1, T_{10}$) no sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em função da temperatura da fonte quente.....	120
Figura 6.1 – Diagrama T – para o ciclo Rankine. Neguentropia gerada no processo de 4 a 1.....	122
Figura 6.2 – Esquema do sistema analisado considerando apenas um volume de controle.....	123
Figura 6.3 – Volumes de controle considerados para a análise funcional termoeconômica.....	126
Figura 6.4 – Diagrama T-s do ciclo de água para o ciclo de simples efeito.....	127
Volume de controle.....	130
Figura 6.5 – Estrutura produtiva para a análise funcional do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.....	130
Figura 6.6 – Esquema da planta de cogeração analisada.....	132
Figura 6.7 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração para a análise funcional.....	134

Fluxo	147
Figura 6.8 – Volumes de controle considerados para a análise termoeconômica do sistema de refrigeração de duplo efeito.....	149
Figura 6.9 – Volumes de controle considerados para a análise termoeconômica do sistema de refrigeração de duplo efeito.....	151
Figura 6.10 – Custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito para diferentes custos de eletricidade CEE e para diferentes custos médios de gás natural	163

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Reservas provadas de gás natural por região geográfica	9
Tabela 2.2 – Reservas provadas de gás natural nos países da América do Sul e Central	10
Tabela 3.1 - Temperatura de cristalização medida na presença de aditivos solúveis	59
Tabela 4.1 - Constantes das equações.....	71
Tabela 5.1 – Condições de operação em cada ponto do sistema de simples efeito	109
Tabela 5.2– Calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergéticas: Sistema de simples efeito	110
Tabela 5.3 – Condições de operação em cada ponto do sistema de duplo efeito	113
Tabela 5.4– Calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergéticas: Sistema de duplo efeito.....	114
Tabela 6.1 – Fluxos considerados na análise (1 volume de controle)	124
Tabela 6.2 – Fluxos considerados na análise.....	129
Tabela 6.3 – Tabela de insumos e produtos para análise funcional	130
Tabela 6.4 – Condições de operação no sistema de cogeração analisado.....	133
Tabela 6.5 – Definições dos insumos e dos produtos de cada volume de controle do diagrama funcional	135
Tabela 6.6 – Custos exergéticos calculados no sistema de cogeração	137
Tabela 6.7 – Custos exergéticos e custos exergéticos unitários no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito para os casos de queima direta e acionado por água quente	138
Tabela 6.8. Distribuição do custo total do sistema de refrigeração por absorção entre cada componente do sistema.	140
Tabela 6.9. Distribuição de custos entre os volumes de controle adotados no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito	141
Tabela 6.10. Custos de capital para os volumes de controle adotados no sistema de refrigeração por absorção e para os equipamentos do sistema de cogeração	142
Tabela 6.11 – Custos monetários no sistema de cogeração	147

Tabela 6.12 – Custos monetários nos sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito analisados.....	148
Tabela 6.13 – Tabela de insumos e produtos para análise funcional no sistema de duplo efeito.....	150
Tabela 6.14 – Fluxos considerados na análise termoeconômica do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito	151
Tabela 6.14 – Fluxos considerados na análise termoeconômica do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito	152
Tabela 6.15 – Custos exergeticos e custos exergeticos unitários no sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito	154
Tabela 6.16. Distribuição do custo total do sistema de refrigeração por absorção entre cada componente do sistema de duplo efeito	155
Tabela 6.17. Custo de equipamento e custo de capital de cada volume de controle analisado	156
Tabela 6.18 – Custos monetários nos sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito analisados	158
Tabela 6.19 – Tabela comparativa dos custos exergeticos e monetários dos produtos e insumos dos sistemas de simples e duplo efeito	159
Tabela 6.20 Custos operacionais dos sistemas de refrigeração de simples e duplo efeito acionados por queima direta e do sistema convencional por compressão de vapor	162
Tabela A.1 Oferta e demanda de gás natural no Brasil em 10⁶ m³	180
Tabela A.2 Evolução do consumo energético final por fonte em 10³ tep	181
Tabela A.3 Evolução do consumo energético final por fonte em %	182
Tabela A.4 Oferta e demanda de gás natural no Estado de São Paulo	183
Tabela A.5 Consumo final energético por fonte no Estado de São Paulo [109 kcal]	184
Tabela A.6 Consumo final energético por fonte no Estado de São Paulo [%]	185
Tabela A7. TARIFAS DO GÁS NATURAL CANALIZADO – PORTARIA CSPE Nº 459 – SEGMENTO COMERCIAL	186
Fonte: PORTARIA CSPE Nº 459.....	186
Tabela A8. TARIFAS DO GÁS NATURAL CANALIZADO – PORTARIA CSPE Nº 459 – SEGMENTO COGERAÇÃO	187

Nomenclatura

Letras Latinas

a	Atividade	
A	Área de transferência de calor	[m ²]
C	Capacidade calorífica	[kJ/K]
C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg K]
D	Diâmetro	[m]
E_{ff}	Efetividade	
ex	Exergia específica	[kJ/kg]
Ex	Fluxo de Exergia	[kW]
f	Fator de atrito	
h	Entalpia	[kJ/kg]
hs	Varição de pressão em mm de coluna de água	
K_c	Coeficiente de perda de pressão na entrada de trocadores de calor	
K_d	Coeficiente de perda de pressão na saída de trocadores de calor	
L	Comprimento	[m]
\dot{m}	Fluxo mássico	[kg/s]
m	Molalidade	[kmol/kg de solvente]
\bar{M}	Massa molecular	[kg/kmol]
P	Pressão	[kPa]
\dot{Q}	Fluxo de calor	[kW]
\bar{R}	Constante universal dos gases	[kJ/kmol-K]
s	Entropia	[kJ/kg-K]

T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[kW/m ² °C]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
\dot{v}_{gas}	Consumo de gás	[m ³ /s]
\bar{v}	Velocidade	[m/s]
\dot{V}_{ar}	Fluxo de ar	[m ³ /h]
v_s	Número de dissociação do soluto (2 para o LiBr)	
w	Umidade específica	[kg de água /kg de ar seco]
\dot{W}	Potência	[kW]
X	Concentração de soluto em massa em porcentagem	[%]
x	Concentração do soluto em massa	[kg de soluto/kg de solução]
y	Fração molar	

Letras Gregas

ϕ	Coeficiente osmótico	
φ	Umidade relativa	
Δ	Diferença	
$\tilde{\varepsilon}^0$	Exergia química padrão	[kJ/kmol]
$\Delta\tilde{g}_f^0$	Energia livre de Gibbs, de formação	[kJ/kmol]
η	Eficiência	
ρ	Densidade	[kg/m ³]

Sobrescritos

*	Estado de saturação do solvente puro
∞	Fluido ideal do soluto
E	Excesso
l	Líquido

Subscritos

0	Estado de referência
1, 2 ..., 34	Pontos do ciclo
<i>abs</i>	Absorvedor
<i>ar</i>	Ar
<i>b_sol</i>	Bomba de solução
<i>b_AR</i>	Bomba de água de resfriamento
<i>Br₂</i>	Bromo molecular
<i>Car</i>	Carnot
<i>ch</i>	Química
<i>cond</i>	Condensador
<i>en</i>	Entra
<i>evap</i>	Evaporador
<i>ex</i>	Exergética
<i>fs</i>	Fluído frio que sai do trocador de calor
<i>gera</i>	Gerador
<i>H₂O</i>	Água
<i>Li</i>	Lítio
<i>LiBr</i>	Brometo de lítio
<i>mist</i>	Dissolução
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>ph</i>	Física
<i>qi</i>	Fluido quente que ingressa no trocador de calor
<i>rep</i>	Reposição
<i>sa</i>	Saída
<i>sat</i>	Saturação
<i>sol</i>	Solução
<i>tc</i>	Trocador de calor de solução
<i>tc,g</i>	Transferência de calor no gerador
<i>to</i>	Total

<i>vc</i>	Volume de controle
<i>vent</i>	Ventilador

Abreviações

PCI	Poder calorífico inferior
R21	Diclorofluormetano (CHCl ₂ F)
R22	Monoclorodifluormetano (CHClF ₂)

Siglas

ANP	Agência Nacional do Petróleo
ATMP	Ácido amino trimetileno fosfônico
BEESP	Balanco Energético do Estado de São Paulo
BEN	Balanco Energético Nacional
CFC's	Clorofluorcarbonetos
COP	Coefficiente de desempenho
DCC	Double Condenser Coupled
DMETEG	Éter dimetil tetraetileno glicol
DMF	Dimetilformamida
DOE	Departamento de Energia dos Estados Unidos (Department of Energy of US)
DTPMP	Ácido dietileno triamina pentametileno fosfônico
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ETFE	Éter etiltetrahidrofurfuril
GASBOL	Gasoduto Bolívia-Brasil
GAX	Troca de calor Gerador/Absorvedor (Generator / Absorber Heat Exchanger)
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNL	Gás Natural Liquefeito
GNV	Gás Natural Veicular
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEA	Agência Internacional de Energia (International Energy Agency)
IEO	Panorama Internacional de Energia (International Energy Outlook)
HCFC's	Hidroclorofluorcarbonetos

HEDP	Ácido 1-hidroxietildieno – 1,1 - difosfónico
IPCS	Programa Internacional em Segurança Química (International Programme on Chemical Safety)
ORNL	Laboratório Nacional Oak Ridge (Oak Ridge National Laboratory)
PBGAS	Companhia Paraibana de Gás
PIB	Produto Interno Bruto
PPA	Ácido pirofosfórico
SCM	Superintendência de Comercialização e Movimentação de Petróleo, seus Derivados e Gás Natural
SRA	Sistema de refrigeração por absorção
TR	Tonelada de Refrigeração

Capítulo 1

Introdução

A utilização do Gás Natural no Brasil teve início da década de 40, com as descobertas de óleo e gás na Bahia. Data também da mesma época seu fornecimento a terceiros, como indústrias têxteis, cerâmicas e outras, localizadas no Recôncavo Baiano, que o utilizavam como combustível (PBGAS, 2007).

O gás natural tem uma grande versatilidade, podendo ser utilizado tanto como matéria prima, quanto como combustível nos diferentes setores de consumo como : o setor industrial, transporte, comercial e residencial. Assim, o mesmo se apresenta como um candidato excelente para substituir o uso térmico da eletricidade no segmento residencial e comercial e, desta maneira, aumentar substancialmente a racionalidade do sistema energético brasileiro através da utilização difusa do gás (Dos Santos et al, 2002).

No setor comercial, a variedade de tipos de empreendimentos é grande, distribuindo-se entre hotéis, restaurantes, lanchonetes, lojas de conveniência, mercearias, supermercados de grande, médio e pequeno porte, *shopping centers*, hospitais, creches, escolas e universidades, lavanderias e uma variedade de outros potenciais usuários, cada qual com a sua especificidade e necessidade energética.

Em empreendimentos comerciais maiores como *shopping centers*, hospitais ou aeroportos, podem ser adotados sistemas de ar condicionado central a gás, refrigeração/aquecimento de água e sistemas de geração própria de eletricidade (muitas vezes operando como planta de cogeração). Nesse sentido verifica-se uma grande aplicabilidade dos *chillers* de absorção que vem sendo utilizados cada vez mais nos últimos anos, uma vez que estes equipamentos utilizam como insumo de energia uma fonte de aquecimento para operar, que pode ser obtida a partir de um rejeito térmico ou da queima direta de algum combustível

(diferentemente das unidades de refrigeração convencionais que requerem energia elétrica para operar).

Especificamente no caso do Brasil, as recentes crises no setor elétrico incentivaram a implantação de uma política governamental de estímulo ao uso do gás natural, com reflexos em um interesse renovado nos ciclos por absorção, particularmente em instalações de ar condicionado. Embora deva ser observado que esta política de estímulo tem sido mais cautelosa depois da recente crise de abastecimento com a Bolívia.

1.1 Objetivos

Apresentar as possibilidades de aplicação de sistemas de refrigeração por absorção $H_2O/LiBr$ no setor terciário, utilizando como insumo de energético o calor produzido na queima do gás natural ou aquele rejeitado por outros sistemas térmicos.

Realizar a avaliação pela segunda lei da termodinâmica do sistema de refrigeração por absorção com fluido de trabalho água-brometo de lítio visando à utilização deste tipo de equipamentos no setor terciário no Brasil.

Realizar uma avaliação exergoeconômica comparativa dos sistemas propostos e das fontes de aquecimento potencialmente utilizáveis.

1.2 Justificativa

A justificativa deste trabalho tem os seguintes pontos:

- A construção da parte estrutural de sistemas de refrigeração por absorção $H_2O/LiBr$ é relativamente simples, uma vez que a maioria dos seus elementos é de trocadores de calor. Mesmo assim, eles ainda não são fabricados no país, e estudá-los pode contribuir para a divulgação desta tecnologia.
- A avaliação exérgica de sistemas é uma ferramenta muito útil uma vez que ela considera a *qualidade da energia*. Assim, é importante que o projeto de sistemas de energia seja concebido de modo que a qualidade da energia seja a mais apropriada, levando em conta seu uso final, evitando situações em que um suprimento de alta qualidade seja utilizado em um uso final onde um insumo energético de baixa qualidade seria suficiente.

- Complementando o ponto anterior, é possível identificar a fonte de calor de insumo mais apropriada para cada configuração do ciclo de refrigeração por absorção, propondo, desta maneira, utilização racional e eficiente das fontes de energia.

1.3 Organização do trabalho

O presente trabalho está dividido nas seguintes partes:

1.3.1 Introdução

Nesta parte são mencionados aspectos relacionados tanto à utilização de gás natural no setor terciário quanto à possibilidade de utilização de sistemas de refrigeração por absorção em edifícios comerciais de grande porte. São apresentados também nesta secção os objetivos e as justificativas do presente trabalho, assim como a organização do mesmo. Na organização do trabalho são apresentadas as secções em que foi dividido, acompanhado de um breve resumo de cada secção.

1.3.2 Gás Natural

O gás natural é um combustível de grande versatilidade e as previsões são de que a sua participação no consumo energético mundial terá uma alta taxa de crescimento nos próximos anos. Neste capítulo é apresentada a participação do gás natural na matriz energética mundial, brasileira e do Estado de São Paulo. Um outro ponto abordado neste capítulo é a utilização de gás natural no setor terciário e as tecnologias de utilização de gás neste setor de consumo.

1.3.3 Sistemas de refrigeração por absorção

No capítulo 3 é feita uma revisão bibliográfica sobre os sistemas de refrigeração por absorção. Nesta secção são abordadas as características e particularidades destes ciclos, as vantagens e desvantagens dos sistemas de compressão de vapor, os fluidos de trabalho utilizados, as diferentes configurações do ciclo, a descrição do seu funcionamento, etc.

1.3.4 Cálculo da exergia da solução H₂O/LiBr

No capítulo 4 é apresentada uma metodologia para o cálculo da exergia química da solução água-brometo de lítio (H₂O/LiBr), a qual é utilizada como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração por absorção. Para realizar a análise exergética deste tipo de sistemas é necessário levar em conta a componente química da exergia uma vez que no ciclo de absorção ocorrem mudanças na concentração do fluido de trabalho.

1.3.5 Análise termodinâmica e exergética de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr

No capítulo 5 são realizadas análises termodinâmicas, exergéticas e energéticas, para o sistema de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito H₂O/LiBr. Nestas análises o sistema de absorção é analisado junto com a torre de resfriamento, considerando balanços de energia e massa. Cálculos de irreversibilidades geradas e de eficiências exergéticas nos componentes do sistema são reportados na análise exergética.

1.3.6 Análise termoeconômica de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr

No capítulo 6 é realizada a análise termoeconômica dos sistemas de refrigeração por absorção de simples e duplo efeito. A metodologia adotada para esta análise foi a análise funcional termoeconômica utilizando neguentropia. Em relação às fontes de ativação do sistema, dois casos foram analisados: sistemas de queima direta de gás natural e sistemas ativados por calor de rejeito (produto de um sistema de cogeração).

1.3.7 Conclusões e Sugestões

Finalmente o capítulo 7 apresenta as conclusões gerais e as sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Gás natural na matriz energética

A versatilidade do gás natural é uma das principais vantagens deste combustível. A sua amplitude de usos o faz um competidor potencial de quase todos os demais combustíveis alternativos.

Verifica-se também que o gás natural tem algumas aplicações não energéticas, como é o caso da sua utilização como matéria prima na indústria gasquímica e de fertilizantes.

Outro grande consumo de gás natural se dá na própria indústria petroleira. Uma parte do gás associado retirado de um campo é re-injetada no próprio campo, ou em outro campo vizinho, para manter a pressão do reservatório e aumentar a recuperação de petróleo.

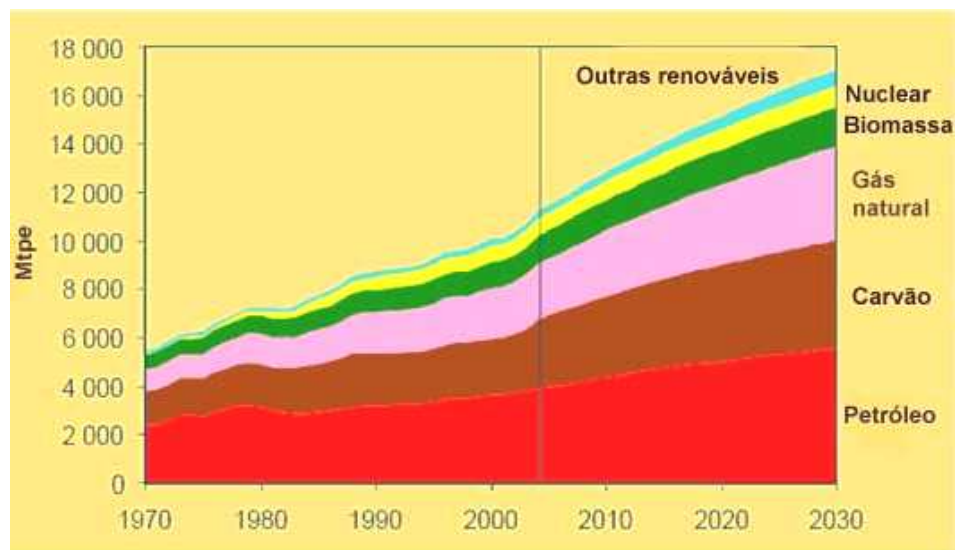
Assim por exemplo, tem-se o sistema de elevação artificial “*gas lift*” utilizado em poços de petróleo onde a pressão do reservatório é insuficiente para produzir um fluxo natural. Neste sistema o gás livre eleva-se, deslocando o óleo, reduzindo a densidade média do fluido na coluna de produção e, conseqüentemente, o peso da coluna de fluido sobre a formação. Esta redução do peso da coluna produz uma pressão diferencial, entre o fundo do poço e o reservatório, que resulta no fluxo de fluidos no poço (Spíndola, 2003).

Além disso, parte do gás natural é consumida na própria cadeia de produção para gerar a energia necessária aos equipamentos de separação óleo-gás, bem como para as demais necessidades energéticas nas áreas de produção, incluindo as bombas e os compressores utilizados para comprimir o gás antes de entregá-lo aos gasodutos de transporte (Dos Santos et al., 2002). No entanto, a maior parte do gás natural produzido é utilizada como combustível para geração de energia (térmica, mecânica, elétrica etc.) nos setores de consumo industrial, veicular, comercial e residencial, geração de eletricidade e cogeração.

2.1 O gás natural na matriz energética mundial

O crescimento do setor de gás é um fato incontestável em nível internacional, como pode ser observado em seguida.

A figura 2.1, reproduzida do *World Energy Outlook 2006* da Agência Internacional de Energia (IEA – International Energy Agency), mostra a demanda mundial de energia entre 1970 e 2004 e apresenta as tendências futuras estimadas do consumo de combustível. Como pode ser observado, o petróleo permanece como fonte de energia dominante no período da projeção, mas a sua participação no consumo mundial de energia decaiu de 35,3% em 2004 para 33,3% em 2030.



Fonte: IEA (2006)

Mtpe: Milhões de toneladas de petróleo equivalentes

Figura 2.1 – Demanda de energia primária no mundo, 1970 – 2030

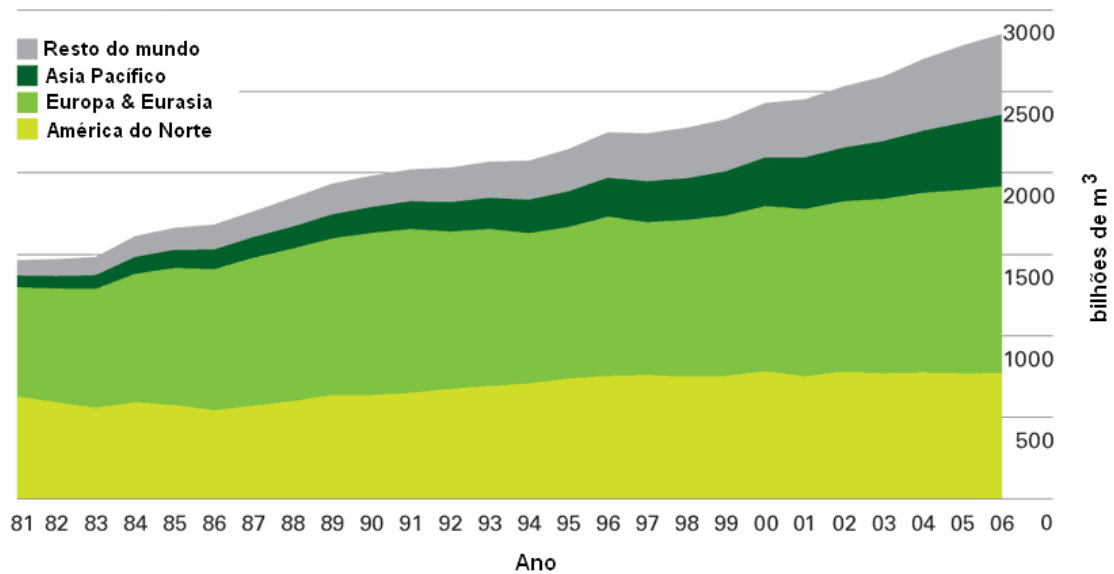
O carvão mantém-se como a segunda maior fonte de energia primária, com um ligeiro aumento da sua participação no conjunto da demanda mundial passando de 24,3%, em 2004, para 25,5%, em 2030.

A participação do gás natural também é expandida, embora uma edição anterior do *World Energy Outlook*, a qual previa que o gás natural seria, em 2030, a segunda maior fonte de energia primária depois do petróleo, alegue que o aumento dos preços reduza o crescimento da utilização dessa fonte (IEA, 2006). Segundo as projeções da IEA, a demanda de gás natural terá um

crescimento médio anual de 2,5% no período de 2004 a 2030, enquanto a sua participação na demanda mundial aumentará de 20,8%, em 2004, até 22,9%, em 2030.

Pode ser observado que os combustíveis fósseis continuarão como principal fonte mundial de energia por um longo período. É importante observar também que, segundo as projeções da Agência Internacional de Energia (IEA), as demandas (consumo) de gás natural e carvão crescerão mais que demanda do petróleo. Quanto ao crescimento do gás natural, este dependerá do preço do gás como também do crescimento das instalações e dos investimentos para o transporte de gás.

A figura 2.2 apresenta dados da Revisão Estatística do BP 2007 (British Petroleum Statistical Review 2007).



Fonte: BP, 2007

Figura 2.2 – Consumo de gás natural por área geográfica, 1981 – 2006

Neste gráfico é apresentado o consumo de gás natural por área geográfica. Pode ser observado que a Europa e a Eurásia apresentam, para o ano 2006, o maior percentual de consumo em relação ao mundial (40,1%), seguidas pela América do Norte (27,3%). O consumo do Sul e do Centro da América (4,6% do consumo mundial) é apresentado junto ao consumo da África e do Médio Oriente, na classificação “Resto do mundo” em cor cinza no gráfico 2.2.

2.2 Reservas de gás natural

Entende-se como Reservas os recursos descobertos de gás natural comercialmente recuperáveis a partir de uma data de referência. A estimativa desses valores incorpora certo grau de incerteza. Em função disso, elas são classificadas como *provadas*, *prováveis* e *possíveis*, sendo as *totais* a soma destes três tipos.

Na tabela 2.1 são apresentados dados, da Revisão Estatística do BP (2007), das reservas provadas por região geográfica no final do ano 2006. Nesta tabela pode ser observado que as maiores reservas provadas estão no Médio Oriente, as quais representam 40,5% das totais no mundo; em segundo lugar estão as reservas provadas na Europa e na Eurásia (35,3%), seguidas das da Ásia - Pacífico (8,2%) e África (7,8%). Já com uma menor participação, em relação ao total mundial, estão as reservas de América do Norte (4,4%) e as da América do Sul e Central (3,8%).

As reservas totais no mundo, segundo os dados de BP (2007), no final de 2006, são de 181,46 trilhões de metros cúbicos. A relação R/P, definida como a relação entre a reserva provada de gás natural no fechamento de um período e a produção líquida deste período, indica o tempo que levaria para consumir a totalidade desta reserva. Geralmente a relação R/P é expressa em anos. Assim, segundo a tabela 2.1, a relação R/P para as reservas mundiais de gás natural é de 63,3 anos.

Tabela 2.1 – Reservas provadas de gás natural por região geográfica

GAS NATURAL: RESERVAS PROVADAS	Dezembro/ 1986 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/ 1996 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/ 2005 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/ 2006 trilhões de metros cúbicos	Porcentagem das reservas totais	Relação R/P
América do Norte	10,26	8,41	7,83	7,98	4,4%	10,6
América do Sul e Central	4,24	6,06	6,85	6,88	3,8%	47,6
Europa e Eurásia	47,22	63,55	64,30	64,13	35,3%	59,8
Médio Oriente	30,41	49,31	72,49	73,47	40,5%	*
África	7,40	10,17	14,08	14,18	7,8%	78,6
Ásia Pacífico	8,14	10,40	14,66	14,82	8,2%	39,3
TOTAL NO MUNDO	107,67	147,89	180,20	181,46	100,0%	63,3

* Mais de 100 anos

Relação Reservas/Produção (R/P) - Relação entre a reserva provada de gás natural equivalente no fechamento de um período e a produção líquida deste período.

Fonte: BP 2007

É importante observar que a região com maior relação R/P é a do Oriente Médio (maior que 100 anos). Por outro lado, África também apresenta uma elevada relação R/P (78,6 anos). Para América do Sul e Central esta relação é de 47,6 anos, sendo este valor elevado devido ao menor consumo quando comparado às outras regiões.

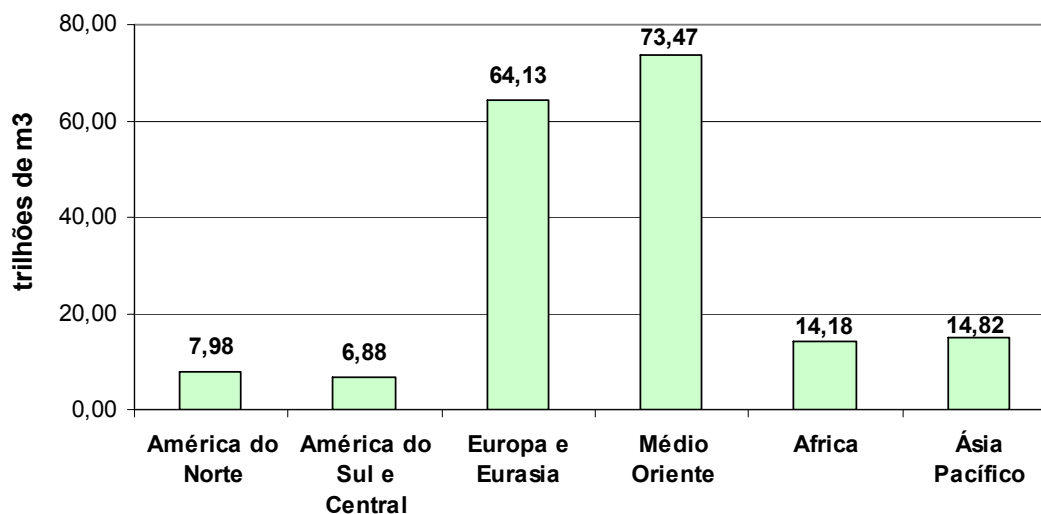


Figura 2.3 – Reservas de gás no final do ano 2006 por região geográfica

Fonte: Elaboração própria baseada em dados de BP (2007)

Em relação à América do Sul e Central, na tabela 2.2 são apresentados dados de reservas provadas de gás natural em países desta região. A figura 2.4 reproduz parte dos valores da tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Reservas provadas de gás natural nos países da América do Sul e Central

RESERVAS PROVADAS DE GÁS NATURAL EM AMÉRICA DO SUL E CENTRAL	Dezembro/1986 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/1996 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/2005 trilhões de metros cúbicos	Dezembro/2006 Trilhões de metros cúbicos	Porcentagem em relação ao total mundial	Relação R/P
Argentina	0,67	0,64	0,44	0,42	0,2%	9,0
Bolívia	0,14	0,11	0,74	0,74	0,4%	66,3
Brasil	0,10	0,16	0,31	0,35	0,2%	30,2
Colômbia	0,11	0,22	0,11	0,12	0,1%	16,9
Perú	0,06	0,20	0,33	0,34	0,2%	*
Trinidad & Tobago	0,31	0,46	0,53	0,53	0,3%	15,1
Venezuela	2,62	4,05	4,32	4,32	2,4%	*
Outros em América do Sul e Central	0,23	0,22	0,07	0,07	♦	14,3
Total em América do Sul e Central	4,24	6,06	6,85	6,88	3,8%	47,6

* Mais de 100 anos

♦ Menos de 0.05%.

Relação Reservas/Produção (R/P) - Relação entre a reserva provada de gás natural equivalente no fechamento de um período e a produção líquida deste período.

Fonte: BP, 2007

Pode ser observado que a Venezuela possui as maiores reservas provadas nesta região (4,32 trilhões de metros cúbicos). Depois estão as reservas da Bolívia, Trinidad&Tobago, Argentina, Brasil, Peru e Colômbia.

Por outro lado a relação R/P na Venezuela e no Peru resultaram maiores de 100 anos. É importante indicar que os elevados valores da relação R/P observados aqui são relativos, uma vez que existe uma demanda reprimida nestes países (Venezuela, Peru e Bolívia). Na Bolívia a relação R/P é de 66,3 anos, enquanto no Brasil essa relação é de 30,2 anos.

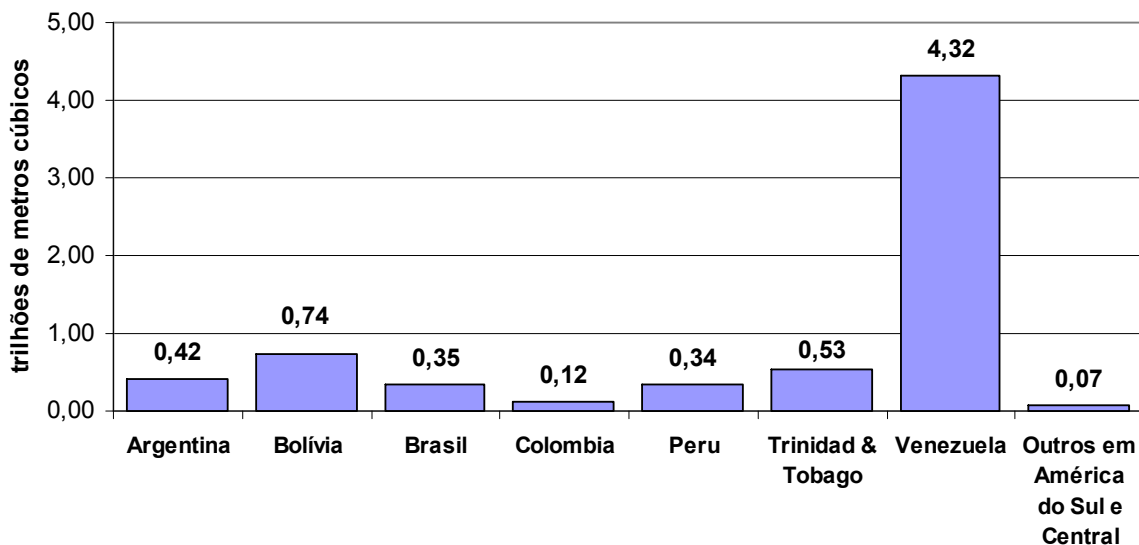


Figura 2.4 – Reservas provadas de gás no final do ano 2006 em países da América do Sul e Central

Fonte: Elaboração própria baseada em dados de BP (2007)

Reservas de gás natural no Brasil

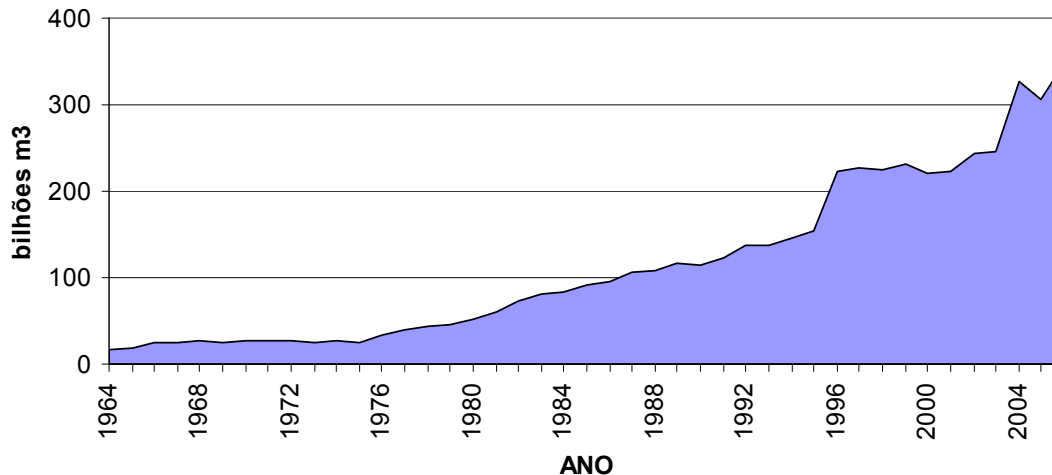
No período compreendido entre os anos 1964 e 2006 as reservas provadas de gás natural cresceram a uma taxa média anual de 7,4% no Brasil. Segundo a ANP este crescimento está relacionado, principalmente, às descobertas decorrentes do esforço do país para diminuir o grau de dependência do petróleo. As principais descobertas ocorreram na Bacia de Campos, localizada no litoral norte do Estado de Rio de Janeiro e na Bacia do Solimões, no Estado de Amazonas.

Em 2006, as reservas provadas de gás natural ficaram em torno de 347,9 bilhões m³, apresentando um aumento de 13,5% em relação a 2005 (ANP, 2007).

As reservas nacionais, apesar de estarem em sua maior parte na forma de gás associado, encontram-se pulverizadas por várias regiões do território brasileiro. De todo o gás natural descoberto no país, 23,4% está em terra – principalmente no campo de Urucu (AM) e em campos produtores no estado da Bahia –, enquanto que os 76,6% restantes estão localizados no mar, principalmente na Bacia de Campos, a qual detém 42,2% de todas as reservas deste energético no Brasil (ANP, 2007).

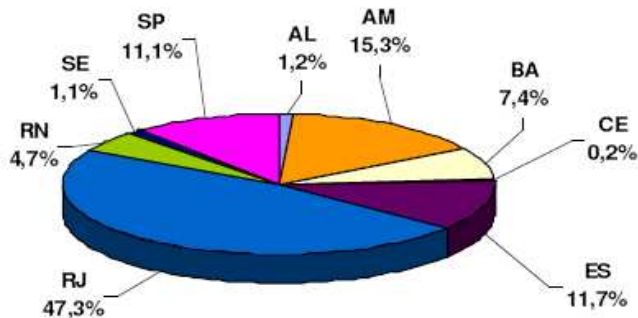
Na figura 2.5 é apresentada a evolução das reservas provadas no Brasil no período de 1964 a 2006. A figura 2.6 apresenta a distribuição percentual das reservas de gás natural por Estado, e

pode ser observado que o Estado de Rio de Janeiro apresenta o maior percentual de reservas seguido pelos Estados de Amazonas, Espírito Santo e São Paulo.



Fonte: ANP (2007)

Figura 2.5 – Reservas provadas de gás natural entre 1964 - 2006

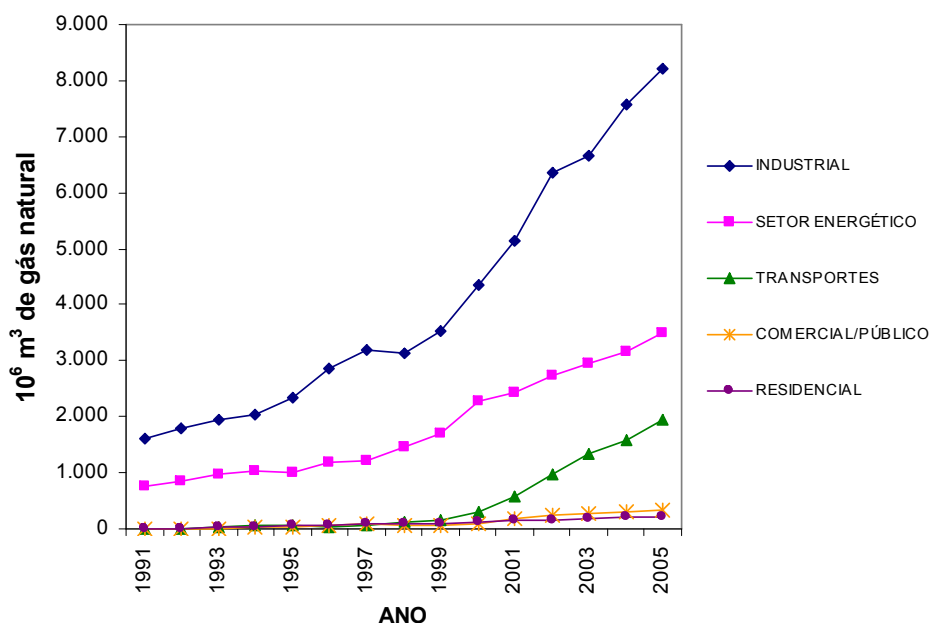


Fonte: ANP (2007)

Figura 2.6 – Distribuição percentual das reservas provadas de gás natural segundo Unidades da Federação em 31/12/2006

2.3 O gás natural na matriz energética brasileira

Na tabela A.1 do anexo são apresentados dados da oferta e demanda de gás natural em milhões de m³ de gás no período de 1991 a 2005. As figuras, de 2.7 a 2.9, reproduzem os dados da tabela A.1 em forma gráfica. A respeito destes dados podem ser feitas as seguintes observações: do gás utilizado para consumo energético final em 2005, o setor industrial representou a parcela mais significativa, 57,8%, seguido pelo setor energético, com 24,7%, e pelo setor de transportes, que abrange somente o transporte rodoviário, com 13,7%. Com consumo menor se apresentam os setores comercial/público, com 2,3%, e residencial, com 1,5%.



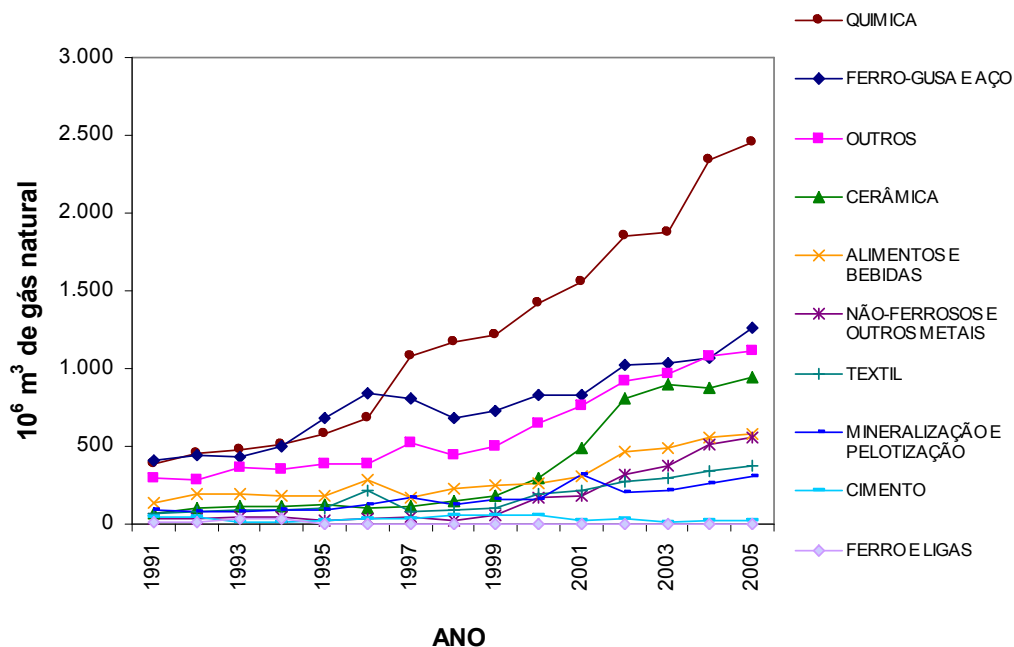
Fonte dos dados: BEN, 2006

Figura 2.7 – Evolução do consumo de gás natural por setores; período 1991 a 2005

A distribuição observada na Figura 2.7 é fundamentalmente devida à política de expansão da rede de distribuição. As companhias distribuidoras de gás iniciam a expansão da rede com os grandes consumidores industriais e com postos de venda de GNV, somente depois disto os setores comercial e residencial são atendidos em cada região. Dado que a rede de distribuição ainda está em franca fase de expansão, o consumo nos setores priorizados tem sido maior.

No setor industrial as indústrias química, ferro gusa e aço e cerâmica são, nessa ordem, as que mais se destacaram (ver Figura 2.8). O consumo maior da indústria química é devido, principalmente, à utilização de gás natural nas próprias refinarias de petróleo. A penetração deste energético nos outros segmentos industriais tem sido sustentada nos últimos anos. Será necessário verificar a situação desta penetração em 2007, já que recentemente ocorreram mudanças de preço e de garantia de fornecimento.

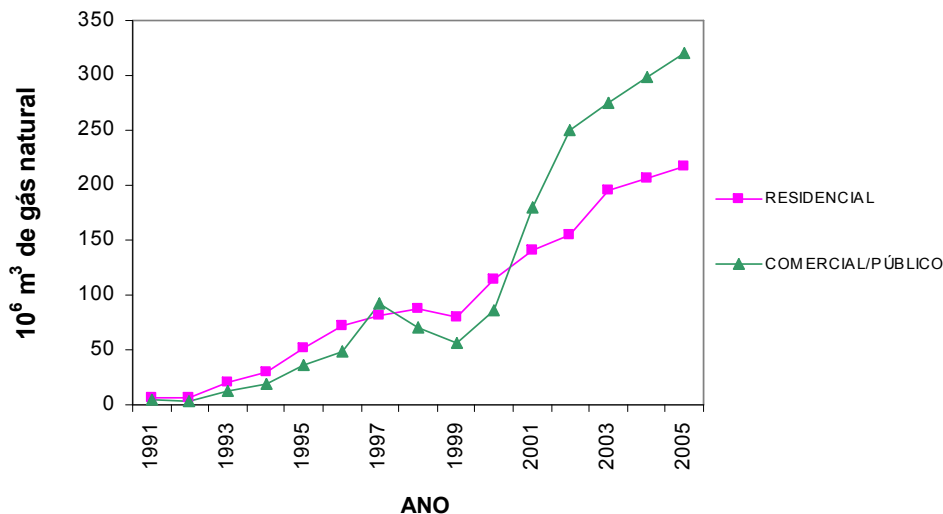
Dentre os setores industriais com menor consumo estão as indústrias de cimento, ferro-ligas, mineralização e pelotização, não ferrosos e outros metais, alimentos e bebidas, têxtil e papel e celulose.



Fonte dos dados: BEN, 2006

Figura 2.8 – Detalhe do consumo de gás natural no setor industrial, período 1991 a 2005

No gráfico da figura 2.9 é apresentada detalhadamente a evolução do consumo de gás natural nos setores de menor incidência (residencial e comercial/público). Observa-se neste gráfico, assim como nos anteriores, a influência da maior oferta de gás no consumo. Essa oferta é representada pelo início de operação do gasoduto Gásbol, em 1999.



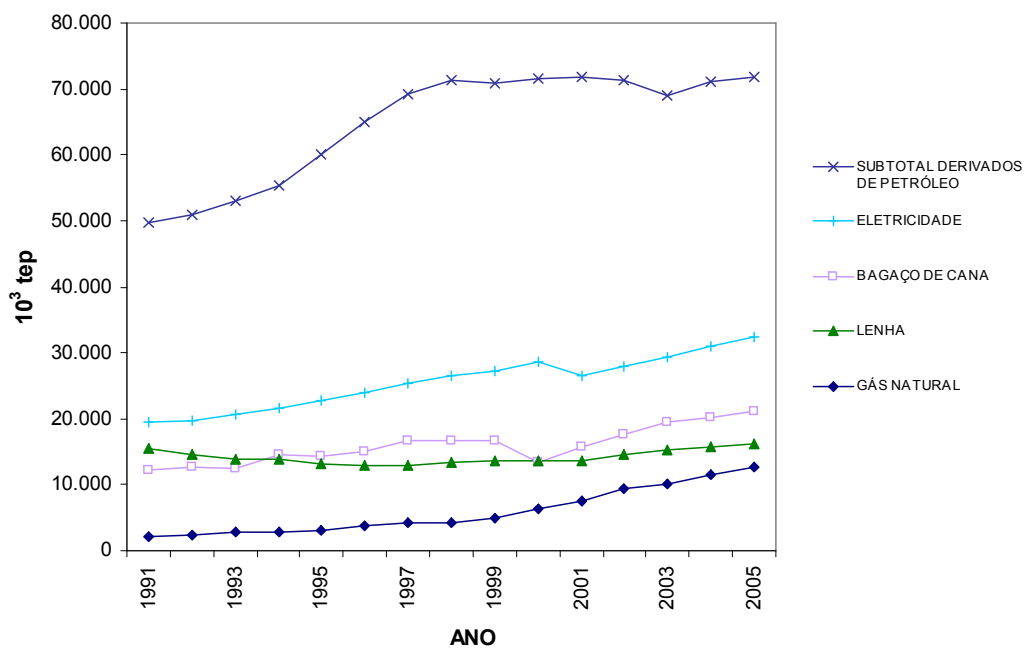
Fonte dos dados: BEN, 2006

Figura 2.9 – Detalhe da evolução do consumo de gás natural nos setores de menor incidência, período 1991 a 2005

A participação do gás na matriz energética pode ser apreciada nas tabelas A.2 e A.3 do anexo e nas figuras 2.10 e 2.11. Essas tabelas e figuras comparam a distribuição do consumo final energético no país, no período de 1991 a 2005. Pode-se observar no gráfico da figura 2.10 que o subtotal dos derivados do petróleo representa a fonte de maior de maior demanda pelos usuários finais com participação de 39% na matriz energética. Outras fontes que tiveram alta demanda neste período são: a eletricidade, o bagaço de cana e a lenha.

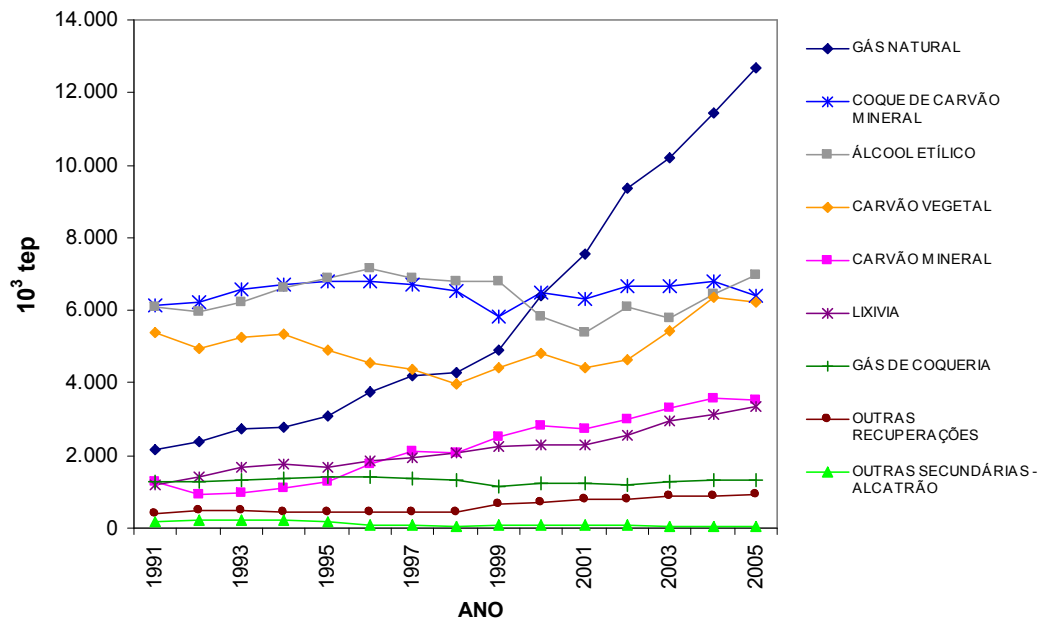
Em relação ao gás natural o consumo não é muito representativo em comparação aos derivados do petróleo, mas ele teve um crescimento significativo a partir do ano 1999.

No gráfico da figura 2.11 é apresentado o detalhe da evolução da demanda energética dos usuários finais das fontes menos representativas, o gás natural aparece, propositalmente, neste gráfico e no anterior.



Fonte dos dados: BEN, 2006

Figura 2.10 – Evolução do consumo energético final por fonte, período 1991 a 2005.



Fonte dos dados: BEN, 2006

Figura 2.11 – Detalhe da evolução do consumo energético final nas fontes de menor consumo, período 1991 a 2005

Consumo de gás natural no Brasil em 2007

Segundo a Associação Brasileira das Empresas Distribuidoras de Gás Canalizado (ABEGÁS), esse energético já responde por 9,4% da matriz brasileira – tendo triplicado sua participação em relação aos 3,1% em meados dos anos 90 (Oliveira, 2007).

De acordo com dados da ABEGÁS, entre os meses de janeiro a abril de 2007, o consumo de gás natural manteve a média de 38,5 milhões de metros cúbicos diários, o que significa um aumento de 5% em relação ao mesmo período do ano anterior, desconsiderando-se o mercado termoelétrico.

Correspondendo a 62% do consumo nacional, o segmento industrial foi responsável pela comercialização de 24,2 milhões m³/dia, representando um aumento de 2,14% comparado aos quadrimestres de 2007 e 2006. No mesmo período, os setores comercial e residencial apresentaram crescimento de 3,23% e 2,04%, respectivamente. O segmento de co-geração consumiu 1,7 milhões m³/dia, 2,64% mais do que o consumido em abril de 2006.

Por outro lado o consumo termoelétrico diminuiu. As termelétricas consumiram 4,2 milhões m³/dia de gás natural em abril de 2007, enquanto no mesmo mês do ano anterior a média diária foi de 5,3 milhões m³. Quanto ao gás natural veicular (GNV), foram comercializados 6,9 milhões m³/dia. O crescimento nesse setor de consumo foi de 16,4% em relação a abril de 2006, o que indica um aumento contínuo e firme neste setor.

Em relação às redes de distribuição, de abril de 2006 a abril de 2007, as distribuidoras ampliaram a rede de distribuição em 11,10%. A malha de distribuição de gás natural conta atualmente com 14.931,4 km.

Produção de gás natural no Brasil

É importante observar que o volume de gás natural produzido não é disponibilizado para venda em sua totalidade, uma vez que parte do volume extraído é destinada a:

- **Consumo próprio** - parcela da produção utilizada para suprir as necessidades das instalações de produção;

- **Queima e perda** - parcela do volume extraído do reservatório que foi queimada ou perdida ainda na área de produção;
- **Reinjeção** - parcela do gás natural produzido que é injetada de volta nos reservatórios;
- **LGN** - parcela de hidrocarbonetos mais pesados (etano, GLP e gasolina natural) extraída do gás natural nas plantas de processamento;

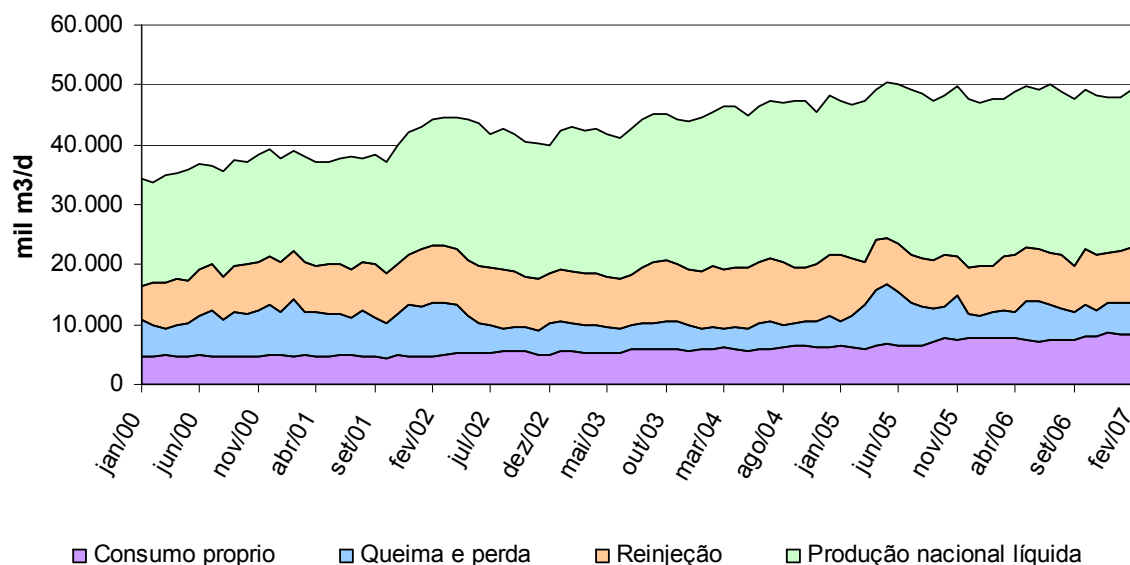
No período de 1964 a 2006, a produção de gás natural teve um crescimento anual médio de 11,4%, tendo ocorrido um grande salto na década de 1980, principalmente em decorrência do início de operação das jazidas da Bacia de Campos.

Em 2006, 62,3% da produção se concentrou nos campos marítimos, situação bastante distinta daquela ocorrida até 1972, quando a produção concentrava-se nos campos terrestres, especialmente no Estado da Bahia (ANP, 2007).

No mês de fevereiro de 2007 a produção nacional de gás natural foi de aproximadamente 49,1 milhões de m³/dia, um volume 2,28% superior ao registrado no mês anterior (janeiro de 2007) e 2,9% superior à produção de fevereiro de 2006.

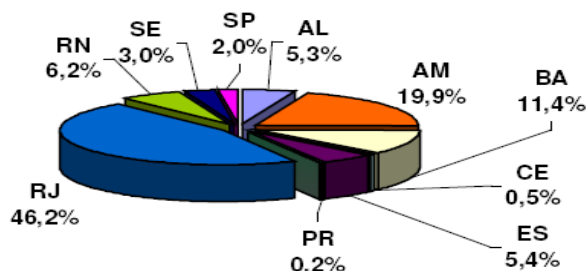
Em fevereiro de 2007, o consumo próprio nas áreas de produção foi de 8,5 milhões de m³/dia. Enquanto à queima e perda de gás natural apresentou uma elevação de 1,35% em relação ao volume observado no mês anterior, fechando em 5,3 milhões de m³/dia, o equivalente a 10,8% da produção total. Quanto ao gás reinjetado, houve uma elevação de 4,3% na produção em relação a janeiro, atingindo o volume de 9,3 milhões de m³/dia.

Na figura 2.12 é apresentada a evolução da produção de gás natural no Brasil desde o ano 2000 até fevereiro de 2007. Enquanto na figura 2.13 são apresentados os percentuais médios de produção em cada Unidade da Federação no ano 2007, onde pode ser observado que o Estado de Rio de Janeiro apresenta a maior produção (46,2%), seguido por Amazonas (19,9%) e a Bahia (11,4%)



Fonte: ANP/SDP, 2007

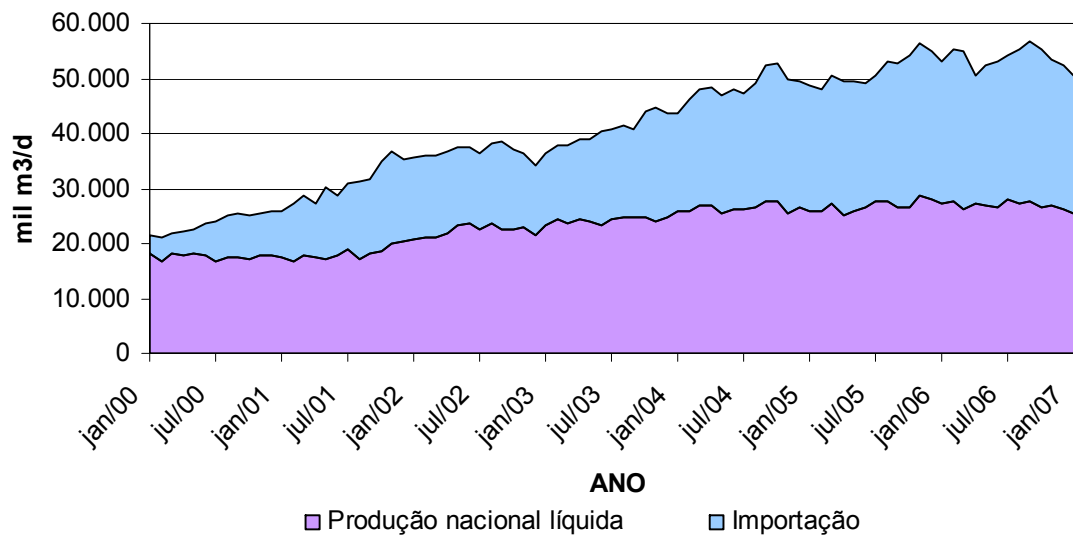
Figura 2.12 – Evolução da produção de gás natural no Brasil, período 2000 a 2007



Fonte: ANP/SDP, 2007

Figura 2.13 – Produção de gás natural por Unidade da Federação, 2007

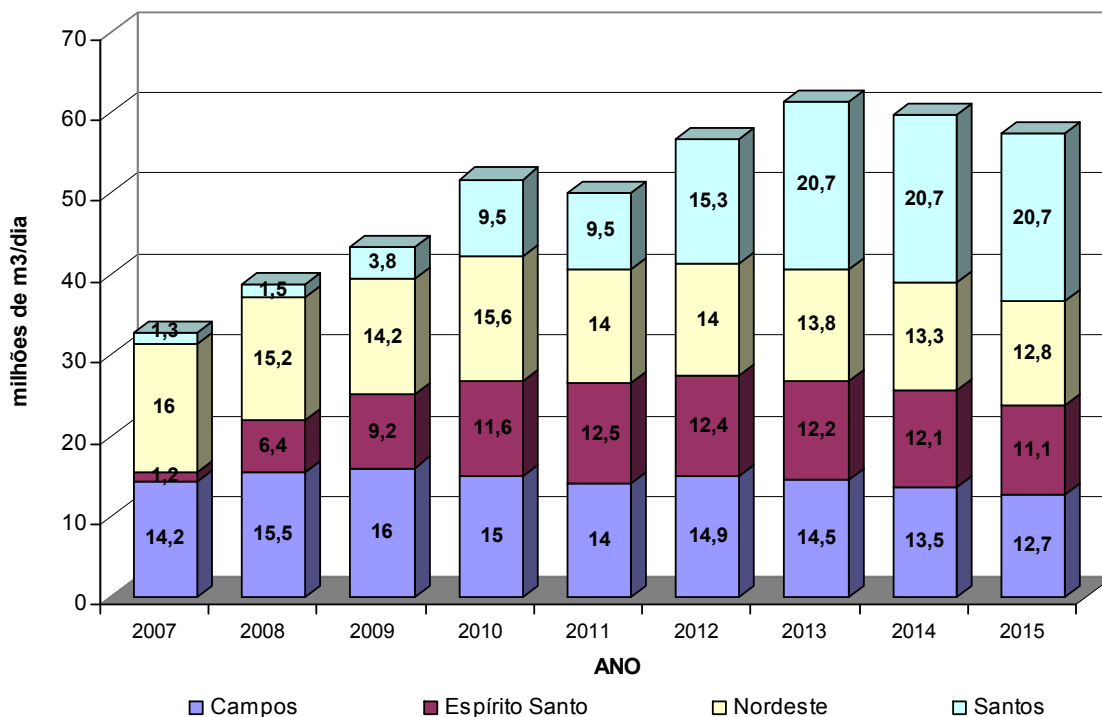
A figura 2.14 mostra a composição da oferta de gás natural no Brasil no período de janeiro de 2000 até fevereiro de 2007, onde é possível observar que a importação de gás foi crescente neste período, chegando a representar quase 50% do total em fevereiro de 2007.



Fonte: ANP, 2007

Figura 2.14 – Composição da oferta de gás natural, período 2000 - 2007

Na figura 2.15 é apresentada a projeção de disponibilidade de gás natural produzido até o ano 2015. É possível observar que, segundo as projeções, a produção da bacia de Santos será a maior a partir de 2012, enquanto a produção do gás no Nordeste vai diminuindo (de 16 milhões de m³/dia em 2007 até 12,8 milhões de m³/dia em 2015).



Fonte: Bueno, 2007

Figura 2.15 – Projeção de disponibilidade doméstica de gás natural no Brasil

Importações de gás natural

No ano de 2005, 51% do gás consumido no Brasil foi importado da Bolívia, atingindo tal taxa o patamar de 75% no estado de São Paulo. Nos Estados do Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Paraná e Santa Catarina, todo o gás natural utilizado provém daquele País, enquanto no Rio Grande do Sul, tal número é da ordem de 70%. (ANP, 2006a)

No Boletim Mensal do Gás Natural da ANP de fevereiro de 2007 foi encontrada informação acerca das importações de gás natural no Brasil. As principais informações deste boletim são apresentadas a seguir:

- A Petrobras iniciou a importação de gás natural em agosto de 1999, adquirindo gás boliviano, escoado através do Gasoduto Bolívia-Brasil - GASBOL. O volume importado

pela empresa atingiu 23,9 milhões m³/d em fevereiro de 2007, o que representou um aumento de 8,9% em relação ao volume registrado no mês anterior.

- A Sulgás iniciou a importação de gás natural em julho de 2000, adquirindo produto proveniente da Argentina. No mês de fevereiro de 2007, a Sulgás importou 0,8 mil m³/dia de gás natural, um volume 47,2% inferior ao de janeiro de 2007.
- Em 2001, passaram a operar mais duas empresas importadoras: a EPE – Empresa Produtora de Energia Ltda. e a BG Comércio e Importação Ltda. Em agosto de 2001 a EPE iniciou a importação de gás boliviano destinado à Usina Termelétrica de Cuiabá localizada no Estado de Mato Grosso. Em fevereiro de 2007, a EPE importou 0,41 milhões de m³/dia de gás natural. Em setembro de 2001, a BG Comércio e Importação Ltda. iniciou a importação de gás natural boliviano, escoado pelo GASBOL e destinado ao fornecimento à COMGÁS, (uma das distribuidoras de gás natural canalizado do Estado de São Paulo que também faz parte do Grupo BG). No mês de fevereiro de 2007, a BG importou 0,61 milhões m³/dia de gás natural.
- Em agosto de 2006, a CGS – Centro Oeste Gás e Serviços Ltda., iniciou a importação de gás boliviano, destinado ao Estado de Mato Grosso, em complemento ao volume importado pela EPE. Em fevereiro de 2007, o volume importado pela empresa foi de 0,01 milhões m³/dia de gás natural, 20% superior ao importado no mês anterior.

Em fevereiro de 2007, a importação total de gás natural foi de 25,8 milhões m³/dia, um volume 3,3% superior às importações do mês de janeiro de 2007 e que representou redução de 6,12% quando comparado ao volume importado no mês de fevereiro de 2006. É importante indicar que de todo o gás importado em fevereiro de 2007, 96,9% é de origem boliviana, enquanto 3,1% é de origem Argentina.

Nacionalização do gás boliviano

Em maio de 2006 foi promulgado, pela Presidência da República da Bolívia, o Decreto Supremo nº. 28.701, o qual determinou a nacionalização dos hidrocarbonetos daquele país, recuperando para o Estado a propriedade, a posse e o controle total e absoluto destes recursos. (ANP, 2006a). Este acontecimento trouxe incertezas ao mercado brasileiro de gás, que importa do país vizinho mais de 50% do gás consumido, gerando dúvidas com relação à continuidade do suprimento para o Brasil.

Nesse contexto, frente aos possíveis riscos de fornecimento do gás boliviano, alternativas de solução a médio prazo, como a aceleração dos projetos de exploração de gás em solo brasileiro e a importação de gás natural liquefeito (GNL), foram apresentadas.

Em relação à exploração local, a Petrobras lançou o Plano de Antecipação da Produção de Gás (Plangás), o qual visa aumentar a produção de gás na bacia de Campos, nos Estados do Rio de Janeiro e do Espírito Santo, e na bacia Santos, para elevar a oferta doméstica de gás dos atuais 27,5 milhões de m³/dia para 70 milhões de m³/dia, em 2011. A Petrobras prevê também, para o primeiro trimestre de 2009, a operação de duas plantas de regaseificação de gás natural liquefeito (GNL) importado, destinadas prioritariamente ao suprimento de usinas termelétricas: uma com capacidade de 14 milhões m³/dia, no Rio de Janeiro, e outra com 7 milhões m³/dia no Ceará.

Não há previsão de problemas imediatos quanto ao suprimento de gás natural no Brasil, pois, se os contratos em andamento forem cumpridos por parte da Bolívia, há gás suficiente para a demanda atual. As dificuldades que podem vir no futuro estão relacionadas ao atendimento das usinas termelétricas. Segundo a avaliação do professor Rosa (citado por ABEGAS, 2007), o país pode enfrentar problemas de falta de energia no final de 2009 e em 2010 caso a economia do país cresça no ritmo projetado pelo governo, ou seja, em torno de 5% ao ano.

Segundo Pires e Schechtman, (2007), a participação das usinas termelétricas no parque gerador brasileiro cresceu acentuadamente nos últimos 10 anos, passando de 4,1 GW em 1996, ou 7% da capacidade instalada total, para 16 GW, ou 18% da capacidade total, com as unidades a gás natural correspondendo a quase 60% da capacidade térmica. A previsão é de que, no futuro, a participação das termelétricas deverá ser ampliada ainda mais, visto que a construção de novas hidrelétricas vem enfrentando crescentes obstáculos (questões ambientais, imprevisibilidade de prazos e de custos para os licenciamentos, etc.). Porém, deve-se considerar que estas novas

termoelétricas podem utilizar como combustível o carvão ou fornecer energia através de cogeração, notadamente nas usinas sucro-alcooleiras.

Quanto à Usina Termelétrica de Cuiabá, depois de largas negociações, a Bolívia retomou suas exportações de gás natural para Cuiabá em junho, fornecendo um volume de 2,2 milhões de metros cúbicos com um novo preço de US\$ 4,20 por milhão de BTU. Com esse volume a termelétrica gera 480 megawatts (MW) e responde por 70% da oferta de energia elétrica em Mato Grosso.(France Presse, 2007).

Gás Natural Liquefeito (GNL)

Apesar de ser tecnicamente conhecida há muitos anos, esta modalidade de transporte de gás natural permaneceu restrita à um número pequeno de países em função do seu elevado custo e da descoberta de reservas em localidades próximas aos centros consumidores. Esta situação apresentou significativas mudanças a partir de meados dos anos 90, quando os custos nas distintas atividades dessa cadeia foram reduzidos.

No caso específico da liquefação, fatores como o aumento de eficiência dos equipamentos, economias de escala e a competição entre os fornecedores, contribuíram para uma importante redução nos custos de capital para as plantas de liquefação. Em relação às embarcações, os custos de construção de navios também foram significativamente reduzidos.

É importante indicar também que os custos de transporte do GNL variam em função da operação e amortização dos navios, do tamanho dos metaneiros e da distância transportada. Custos relacionados à construção e operação de terminais de regaseificação variam significativamente em função da localização das plantas.

Por outro lado a indústria do GNL ainda é fortemente marcada por uma estrutura contratual rígida, na qual as contratações são bilaterais e de longo prazo. Essa estrutura tem apresentado modificações nos últimos anos e o mercado *spot* de GNL tem apresentado crescimento. Assim, de acordo com dados da IEA (2002), no ano 2001 a participação das transações de curto prazo sobre o total das transações foi de 8%, enquanto em 1997 a participação destas transações representava apenas 1,5%.

Visando abastecer às termelétricas do país nos períodos de pico da demanda elétrica, a Petrobrás decidiu que os melhores pontos para a localização da infra-estrutura para o escoamento

do GNL deveriam ser a regiões Sudeste e a Nordeste. No primeiro caso, a companhia optou pela Baía de Guanabara, no Rio de Janeiro. No segundo, a opção foi o porto de Pecém, no Ceará. (ANP, 2006b).

Embora seja uma alternativa mais cara, a importação de GNL para suprir usinas termelétricas é uma decisão acertada no curto prazo, uma vez que se adapta bem à sua finalidade, que é atender uma demanda interruptível de natural por parte das usinas térmicas (ABEGÁS, 2007).

Em relação aos acordos e negociações com os fornecedores de GNL, alguns avanços já foram alcançados. Negociações com diferentes fornecedores estão em curso como, por exemplo: a Petrobras assinou em abril, com a empresa Nigerian LNG, seu primeiro acordo para importar gás natural liquefeito e um acordo de confidencialidade, com a empresa Omã LNG, para a possível compra de GNL desse país árabe e anunciou que negocia contratos similares com países que possam oferecer preços competitivos e garantias de abastecimento como Catar, Trinidad e Tobago, Nigéria e Argélia (EFE, 2007).

Em maio de 2007 a Petrobras assinou um acordo com a estatal argelina Sonatrach (uma das principais supridoras de gás natural da Europa) que prevê suprimento de GNL assim como a exploração de petróleo no Brasil Argélia e outros países.(Abdala, 2007).

Este acordo contempla a compra e venda no mercado *spot* de GNL com destino ao mercado brasileiro especificando que a Petrobras poderá importar gás argelino, a partir de 2008, por meio dos projetos de gaseificação que ficarão em terminais flutuantes na Baía de Guanabara (Rio de Janeiro) e em Pecém (Ceará).

Em relação aos navios, destaca-se a decisão da Petrobrás de fretar navios FSRU. (*Floating Storage and Regasification Unit*), os quais são adaptados para receber gás natural liquefeito e restaurá-lo à forma gasosa, tornando-o apto ao consumo. (ANP, 2006b).

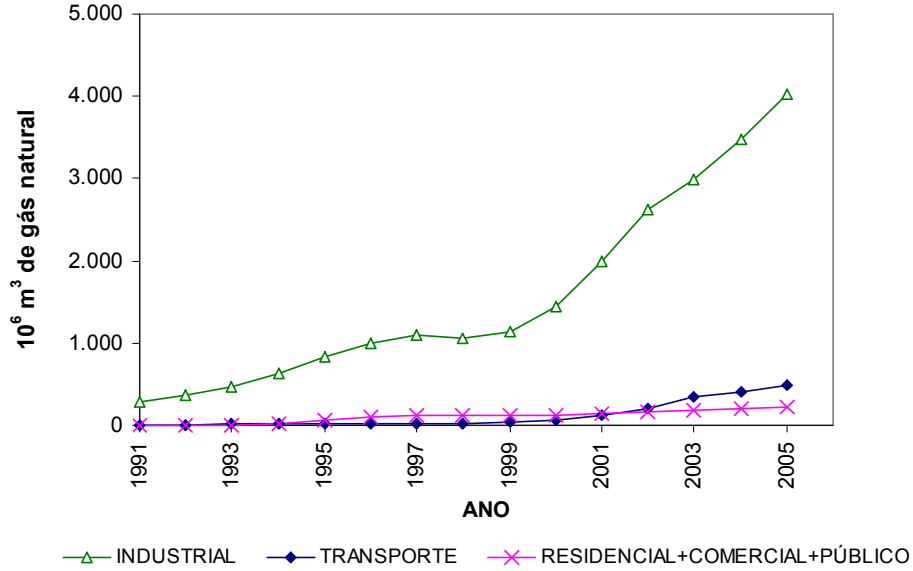
A Petrobras já contratou dois navios, providos de instalações de regaseificação, da empresa norueguesa Golar LNG. O primeiro deverá começar a operar em abril ou maio de 2008 e o segundo, no primeiro trimestre de 2009. Somadas, elas terão capacidade de regaseificar 20 milhões de metros cúbicos por dia. Segundo o presidente da Petrobras, José Sérgio Gabrielli, há possibilidade de a empresa contratar um terceiro navio regaseificador de Gás Natural Liquefeito (GNL) com capacidade de regaseificar cerca de 14 milhões de metros cúbicos diários. (Goy, 2007).

2.4 Uso do gás natural no Estado de São Paulo

Na tabela A.4 do anexo são apresentados dados da oferta e demanda de gás natural no Estado de São Paulo¹. As figuras 2.16 a 2.18 reproduzem os dados desta tabela em forma gráfica. A respeito destes dados podem ser feitas algumas observações:

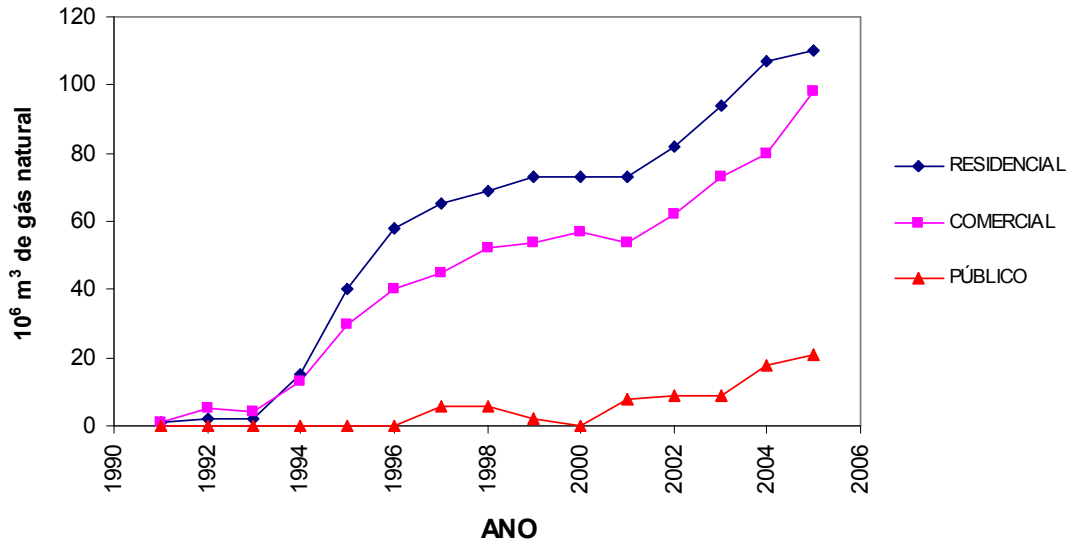
- A produção própria de gás no estado de São Paulo é muito pequena. Em 2005, apenas 8 % da oferta era proveniente da produção própria, enquanto as perdas constituíram, nesse ano, 0,53 % da oferta, no entanto esta situação pode ser modificada no futuro com a exploração das reservas de gás da Bacia de Santos.
- O setor industrial representa a parcela mais significativa do total de gás destinado ao consumo final, em 2005 essa parcela foi de 85%. O segundo setor com maior participação é o de transporte (GNV), com 10%, seguindo do setor comercial (2%) e do residencial (2,32%).
- O setor industrial engloba os segmentos: química, cerâmica, papel e celulose, ferro Gusa e aço, e Alimentos e bebidas como os mais importantes, nessa ordem. Sem dúvida que a participação dos setores, residencial e comercial, é ainda muito tímida (Nebra, 2006). Como antes comentado, no âmbito nacional, essa distribuição do consumo pode ser em grande parte devida à oferta de instalações de distribuição, que priorizam os setores de alto consumo, como o industrial ou os postos de GNV.

¹ Para o Estado de São Paulo, os dados de consumo de gás natural foram obtidos no Balanço Energético do Estado de São Paulo



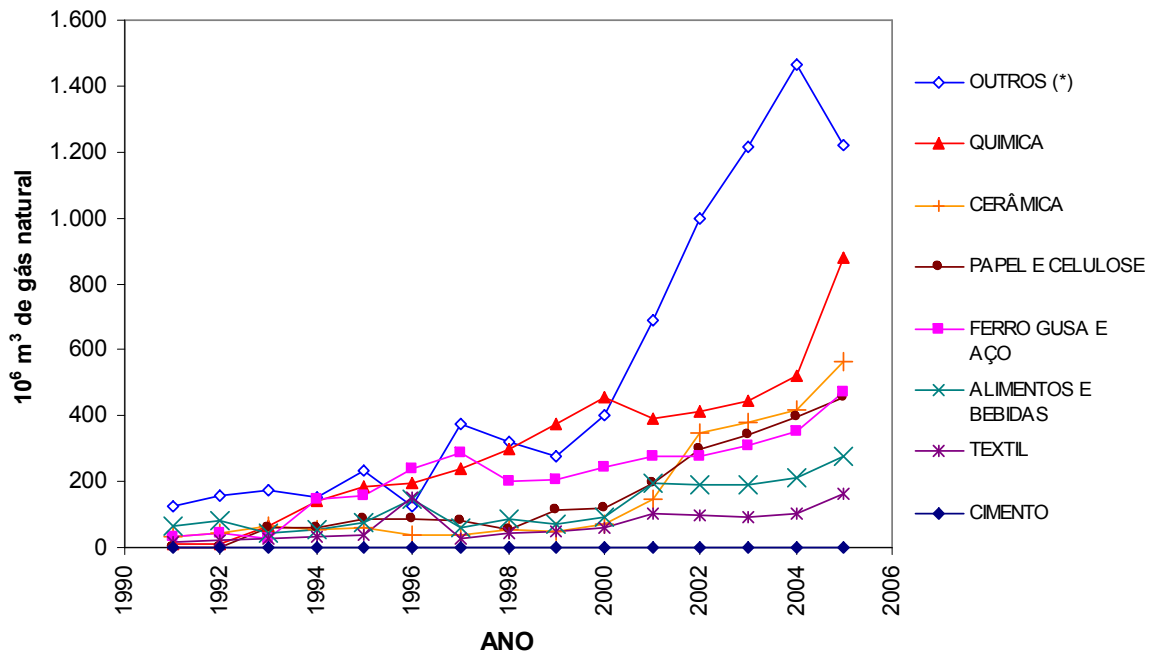
Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.16 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo, período 1991 a 2005



Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.17 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo, período 1991 a 2005, setores: residencial comercial e público



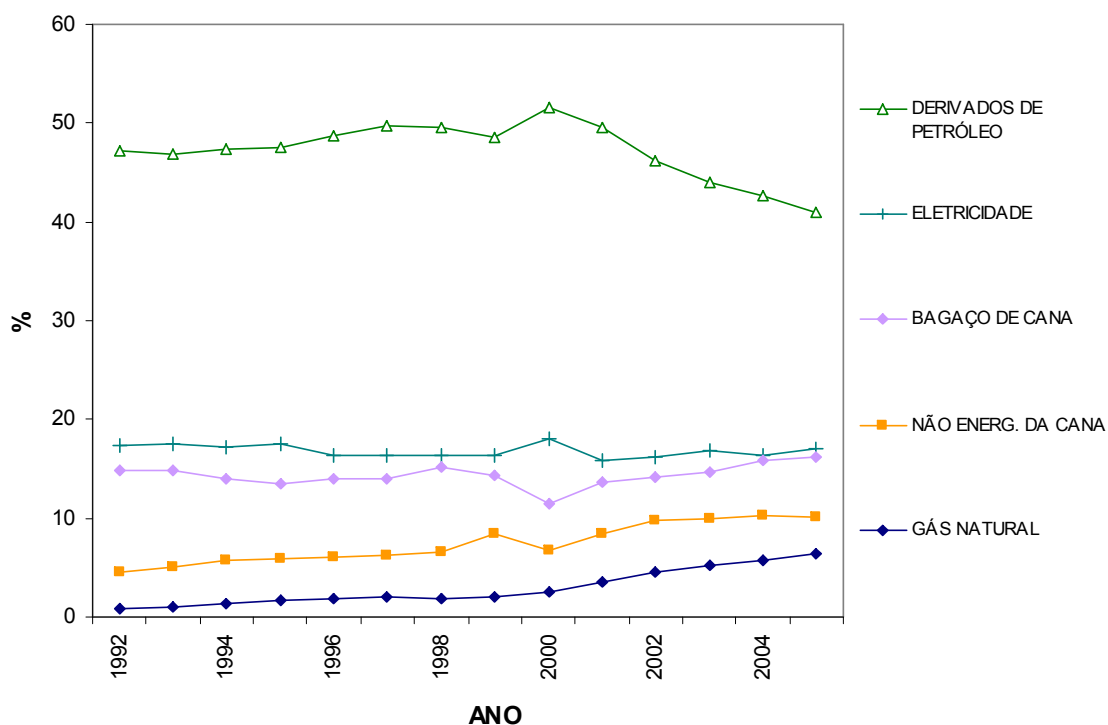
Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.18 – Consumo de gás natural no Estado de São Paulo no setor industrial, período 1991 a 2005

A participação do gás natural na matriz energética do Estado de São Paulo pode ser apreciada nas tabelas A.5 e A.6 do anexo, assim como nas figuras 2.19 e 2.20.

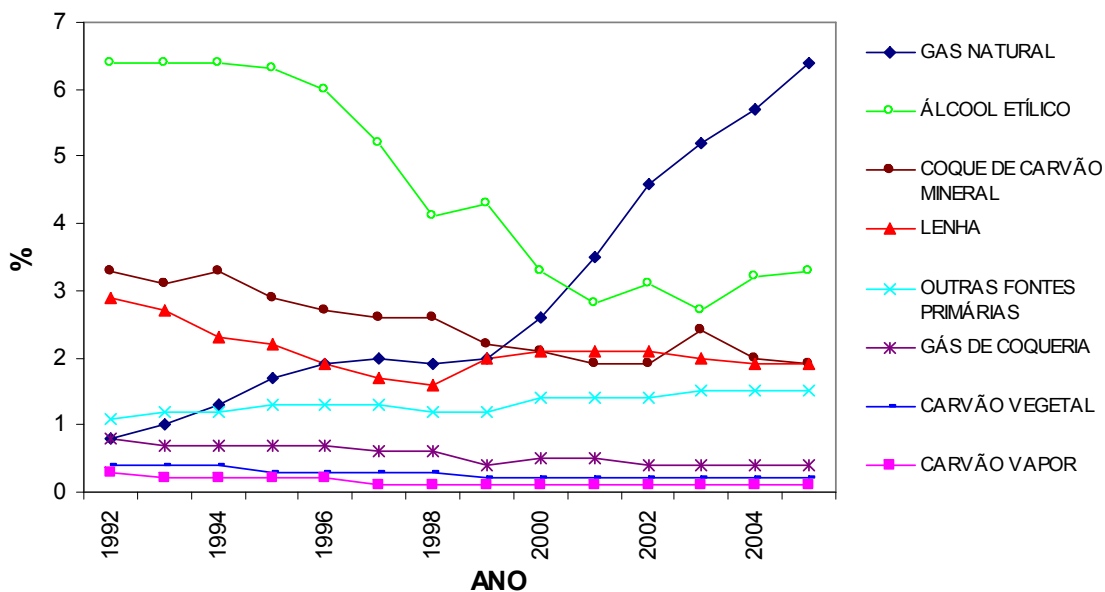
As figuras 2.19 e 2.20 comparam a distribuição de consumo final dos energéticos no Estado, no período de 1991 a 2005. A figura 2.20 mostra com mais detalhe a participação das fontes de menor incidência. É importante observar que houve uma mudança de situação em torno do ano 2000, pois a partir da comparação entre os períodos de 2000 e 2005, percebe-se que a participação do bagaço de cana cresceu de 11,4 para 16,2 %, a participação da eletricidade quase não foi alterada, passando de 18 a 17 %, o mesmo ocorreu com o álcool etílico, cuja participação ficou em torno de 3,3 %, mas os derivados de petróleo caíram de 51,5% para 41%, enquanto o gás natural aumentou de 2,6% para 6,4%.

Na figura 2.21 é apresentada a participação dos derivados de petróleo no consumo energético final, e fica visível que entre os derivados de petróleo que tiveram queda da participação estão o óleo Diesel, o óleo combustível e a gasolina. Evidentemente que o deslocamento desses produtos foi causado parcialmente pelo gás natural e, provavelmente, pelo bagaço de cana.



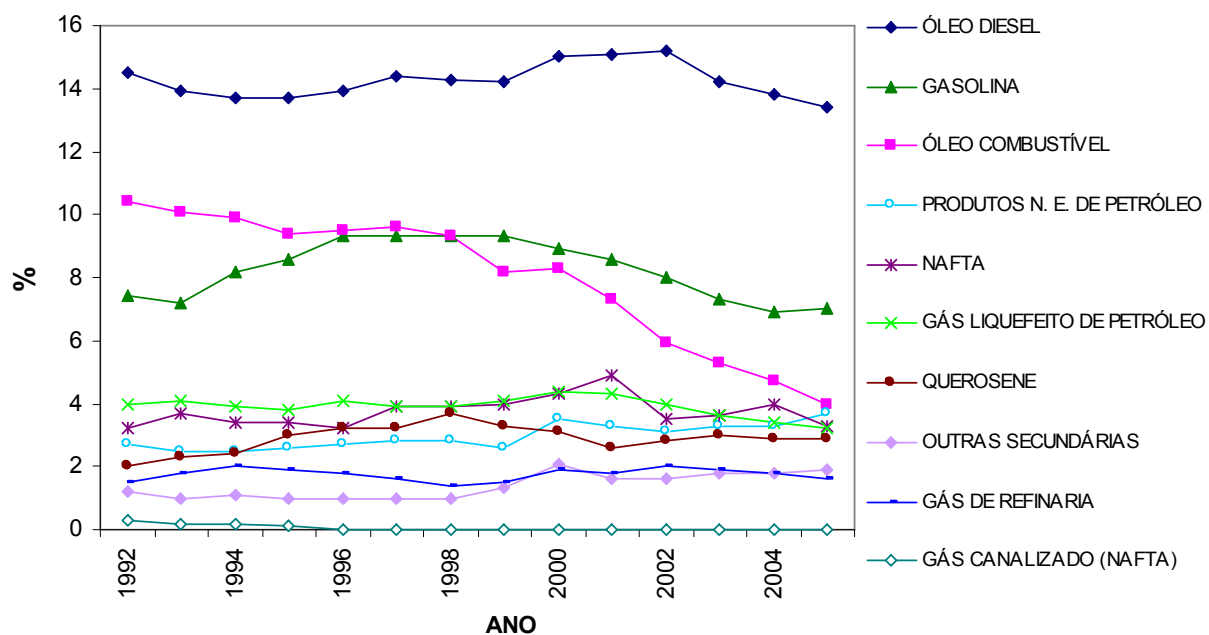
Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.19 – Distribuição do consumo final de energéticos entre os anos de 1991 a 2005



Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.20 – Distribuição do consumo final de energéticos entre os anos de 1991 a 2005



Fonte dos dados: BEESP, 2006

Figura 2.21 – Participação dos derivados de petróleo no consumo final

2.5 Gás natural no setor terciário

O setor terciário, ou de serviços, envolve a comercialização de produtos em geral, assim como o oferecimento de serviços comerciais, pessoais ou comunitários a terceiros, compreendendo um universo bastante heterogêneo de atividades, tanto do ponto de vista da finalidade, incluindo desde prédios comerciais e públicos, até hotéis, aeroportos, hospitais, etc. (Tolmasquim et al. 2003).

Com a evolução da economia no mundo ocorre também um importante aumento nas atividades terciárias. Isto foi particularmente importante nas últimas décadas, nas quais a globalização, a reestruturação econômica e muitos outros processos têm acelerado o ritmo de urbanização e terceirização das atividades econômicas (Azzoni e Andrade, 2005). No Brasil, mais especificamente no caso do Estado de São Paulo, Contas Regionais do IBGE mostram a evolução do setor terciário que, em 1998, aumentou sua parcela significativamente, representando o principal componente do PIB paulista com quase 59% (Azzoni, 2001).

Segundo a pesquisa do IBGE do ano 2002, no Brasil, o segmento dos serviços prestados às famílias tem mais empresas, mas o de serviços prestados às empresas emprega mais gente. Os serviços de informação faturam mais, tem a maior produtividade e remuneram muito acima da média do setor. O sudeste do país concentra 66,9% da receita bruta de Serviços do Brasil. (IBGE, 2002).

Em relação à utilização do gás natural no setor terciário, Tolmasquim, Szklo, e Soares, (2003) indicam distinções setoriais, uma vez que os consumidores deste setor possuem cargas térmicas variáveis e intermitentes ao longo do ano e geralmente demandam energia térmica de baixa qualidade (normalmente água quente com temperatura entre 60 e 80°C). Considerando os principais serviços energéticos demandados por um empreendimento de grande porte do setor comercial, os seguintes fatores podem sugerir a conveniência da instalação de um sistema de cogeração:

- Consumo de energia elétrica para diversos fins cativos;
- Demanda de energia elétrica relativamente contínua para condicionamento ambiental nas áreas comuns dos prédios comerciais (demanda entre 12 e 24 horas por dia);

- Consumo significativo de água quente para usos de esterilização e higienização, a qual é geralmente fornecida por aquecedores de água elétricos (boilers elétricos ou chuveiros elétricos) (Tolmasquim et al, 2003). As bombas de calor elétricas têm entrado nesse segmento competindo com o gás natural.

É importante perceber também que o setor terciário tem diferentes perfis quantitativos e qualitativos de consumo energético, o que afeta a estratégia de dimensionamento dos equipamentos a gás natural, isto por causa da ampla diversidade de atividades que esse setor reúne. Outro ponto importante a mencionar é que além do tipo de atividade comercial, ou de serviço, deve ser considerado o porte de cada estabelecimento comercial, assim, por exemplo, no setor de saúde, é muito diferente considerar as necessidades e consumos energéticos dos hospitais de grande porte dos de consultórios médicos, tendo estes últimos consumos e demandas energéticas bem menores.

No setor comercial, o gás natural tem vários usos atualmente, entre os principais estão: a cocção de alimentos, o aquecimento de água, a produção de vapor, condicionamento de ambientes e a produção de energia elétrica.

Utilização de gás natural para cocção de alimentos

Esta utilização centra-se principalmente nos fogões a gás natural. Um fato atual é que os fabricantes de fogões comercializam para o Brasil apenas os de GLP, sendo necessária a conversão para gás natural pela assistência técnica caso o consumidor necessite do produto funcionando com gás natural, ou seja, não há a opção para o consumidor comprar um fogão para uso direto com gás natural sem a necessidade de adaptação (Araújo, 2007).

Utilização de gás natural para produção de vapor e aquecimento de água

Neste aspecto têm-se os aquecedores de tipo de passagem, os de acumulação e as caldeiras de água quente. Em relação à produção de vapor, as caldeiras podem ser de tipo flamotubular, aquotubular ou de recuperação - que utiliza energia térmica residual de outros processos.

Utilização de gás natural para condicionamento de ambientes

Diferentes tipos de sistemas podem ser agrupados neste item, dentre os principais estão:

- Sistemas de refrigeração por absorção;
- Chillers acionados por motor a gás;
- Sistemas desumidificadores do ar no ambiente utilizando gás natural;
- Sistemas umedecedores do ar no ambiente utilizando gás natural.

Utilização de gás natural para produção de energia elétrica

Dentro deste item estão:

- Motores a combustão interna a gás;
- Turbinas a gás;
- Células a combustível.

Utilização de gás natural em sistemas de cogeração

Esses sistemas englobam:

- Motores de combustão interna, caldeiras de recuperação e chillers de absorção;
- Turbinas a gás, caldeiras de recuperação e chillers de absorção;
- Células a combustível, turbinas a gás e chillers de absorção;
- Motores Stirling, recuperadores de calor e chillers de absorção.

Tecnologias híbridas

Estas tecnologias são representadas por:

- Tecnologias híbridas gás natural – solar para aquecimento de água;
- Tecnologias híbridas gás natural – solar para resfriamento.

Sistemas de cogeração no setor terciário

Um estudo interessante que relaciona o mercado com as tecnologias de utilização de gás natural, mais especificamente as de cogeração, foi realizado por Tolmasquim et al., (2003). Este estudo foi iniciado dentro do projeto de pesquisa intitulado “Análise prospectiva da competição entre gás natural e eletricidade no Rio de Janeiro em setores selecionados”, e visa a avaliação do potencial de cogeração a gás natural nos setores industrial e terciário do Rio de Janeiro

Em relação aos segmentos analisados por estes autores, foram considerados, na avaliação do setor terciário, os shopping centers, hotéis e hospitais, uma vez que estes segmentos mostram características atrativas para a adoção de sistemas de cogeração nos seus empreendimentos. Estas características são atrativas tanto em nível qualitativo (distribuição da demanda para usos finais), quanto em nível quantitativo (porte destas demandas energéticas) do seu consumo de energia.

Uma consideração importante no trabalho mencionado é que a análise foi feita, empreendimento a empreendimento, com a finalidade de ter uma estimativa mais realista do potencial de cogeração. Esta metodologia é adotada por duas razões: (1) pela natureza específica que se impõe ao projeto de unidades de cogeração e; (2) pelas peculiaridades da cada segmento quanto ao uso da energia.

A seleção dos estabelecimentos no estudo mencionado foi baseada em análise preliminar e individual das características destes usuários, a qual levou em consideração a avaliação das possibilidades de substituição de cargas elétricas por cargas térmicas, assim como porte do estabelecimento (em relação ao consumo de eletricidade).

Duas configurações de sistemas de cogeração, com tecnologias distintas, foram consideradas pelos autores do trabalho: 1) Turbinas a gás de baixa potência/calor acopladas a caldeiras de recuperação com queima suplementar de gás natural e; 2) Motores a gás com queima suplementar de combustível em caldeiras de recuperação.

Shopping Centers

O dimensionamento de unidades de cogeração para shopping centers partiu da premissa de atender à carga de refrigeração do estabelecimento através de um sistema de refrigeração por

absorção de vapor. O estudo dos shoppings centers utilizou dados do consumo médio anual de eletricidade de 25 estabelecimentos analisados no estado do Rio de Janeiro.

O resultado da avaliação do potencial econômico dos estabelecimentos selecionados mostrou ser bastante sensível ao contexto tarifário e ao tipo de tecnologia empregada, tendo os motores a gás os melhores resultados econômicos. Segundo os patamares de tarifa de eletricidade da época (anos 2000 e 2001) - e com uma política favorável de venda de excedentes de eletricidade de 50% do valor da tarifa média paga pelo setor -, apenas 7,8 MW de capacidade instalada de sistemas de cogeração, baseados em motores a gás, foi considerada economicamente viável. Já em uma análise onde a tarifa média de eletricidade é aumentada em 20% a instalação de cerca de 24,3 MW (79,3% do potencial técnico baseado nesta tecnologia) torna-se viável, considerando as mesmas condições anteriores.

Hospitais

O potencial técnico de cogeração para hospitais considera normalmente o dimensionamento dos sistemas segundo a paridade elétrica. Uma vez que os consumos de vapor para cocção e esterilização são curtos e intermitentes. A seleção dos hospitais partiu de um universo de 806 estabelecimentos situados no Estado de Rio de Janeiro. No processo de seleção foram considerados só os hospitais de grande e médio porte com consumo médio de eletricidade maior ou igual a 80.000 kWh/mês. A partir destas restrições o número de estabelecimentos hospitalares a serem analisados chegou a 29.

Na avaliação econômica dos hospitais, para as tarifas de eletricidade da época do estudo, nenhum dos hospitais de grande porte apresentou viabilidade econômica. Hospitais de mediano porte com alto nível de conforto apresentaram viabilidade econômica quando é possível a venda de excedentes elétricos à rede por 25% do valor da tarifa paga pelo hospital em contextos de aumento de 50% na tarifa de eletricidade.

Hotéis

A seleção de estabelecimentos partiu de um universo de 250 estabelecimentos no Estado de Rio de Janeiro. Na seleção dos estabelecimentos a serem analisados foram excluídos aqueles cujo consumo mensal fosse inferior a 150.000kWh/mês. A adoção deste critério reduziu o universo de estabelecimentos a serem analisados para apenas 19 hotéis. A avaliação econômica neste setor apresentou resultados similares aos casos anteriores, com a viabilização da totalidade dos empreendimentos (19 hotéis) para cenários com um aumento 50% da tarifa de energia elétrica (daquela época), e vendas de excedentes de energia pela metade da tarifa normalmente paga.

Baseado no exposto acima, pode-se dizer que, tanto em hotéis como em hospitais e shopping centers, a viabilização econômica dos sistemas de cogeração é bastante condicionada à contextos de altas tarifas de energia elétrica, e tarifas razoáveis para a aquisição de gás natural. Valores da taxa interna de retorno (TIR) apresentam grande variação em função do contexto de preços de energia elétrica e do gás natural.

Capítulo 3

Sistemas de refrigeração por absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção se diferenciam dos tradicionais, por compressão de vapor, porque eles utilizam uma fonte de calor para poder funcionar e tem um consumo de energia mecânica menor em comparação com os sistemas de compressão de vapor os quais precisam netamente de energia mecânica. A capacidade de os sistemas de refrigeração por absorção funcionarem tanto através da queima de um combustível (o gás natural, por exemplo) como com rejeitos de calor de outros sistemas térmicos (como no caso de sistemas de cogeração) é a principal vantagem. Soma-se a isso o fato de que a maior parte desses sistemas utiliza uma ou duas bombas de baixa potência, ou seja, eles têm pequeno consumo de eletricidade.

Outras vantagens dos sistemas de refrigeração por absorção são:

- Reduzem o consumo de eletricidade em prédios, especialmente nos períodos de ponta;
- Funcionamento silencioso e livre de vibração;
- Alta confiabilidade;
- Baixo custo de manutenção;
- Longo tempo de vida útil (entre 20 a 25 anos segundo Dorgan et al, 1995);
- Confluência de carga variável em forma fácil e eficiente;
- Não ocorrem perdas do ciclo em operações de parada e posta em marcha do equipamento;
- Eliminação do uso de refrigerantes CFC's e HCFC's.

Desvantagens:

- Baixo coeficiente de desempenho (COP) quando comparados com os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, tendo como consequência custos operacionais

maiores em sistemas de queima direta. Isto segundo cálculos feitos para o sistema de simples e duplo efeito H₂O/LiBr de queima direta considerando preços correntes da eletricidade e o gás natural canalizado;

- Chillers de absorção são maiores e mais pesados em relação a chillers elétricos de compressão a vapor da mesma capacidade (Kistler, 1997);
- Chillers de absorção requerem torres de resfriamento com capacidades cerca de 1/3 maiores que as utilizadas em chillers de compressão da mesma capacidade. (Kistler, 1997);
- Alto custo e ação corrosiva do brometo de lítio, utilizado como fluido de trabalho em sistemas H₂O/LiBr. Por este motivo são utilizados aditivos inibidores da corrosão (Srikhirin et al, 2001, Dorgan et al 1995).
- A utilização de água como refrigerante em sistemas H₂O/LiBr, limita a temperatura do refrigerante que é entregue no absorvedor a temperaturas maiores do que 0°C (ponto de congelamento da água). Quando temperaturas menores são requeridas, deve-se usar o ciclo de refrigeração por absorção amônia-água (Orlando, 1996).
- Uma vez que as pressões típicas nos sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr estão abaixo da pressão atmosférica ², surgem alguns desafios no projeto destes sistemas, tais como: i) componentes de grande porte pelo baixo volume específico do vapor; ii) elevados requerimentos de hermetismo para evitar vazamentos e sensibilidade às pequenas quantidades de gases gerados internamente no sistema. Em sistemas H₂O/LiBr é gerado hidrogênio como produto da reação do LiBr, água e o aço (Dorgan et al, 1995).

O sistema de refrigeração por absorção utiliza dois fluidos de trabalho, um fluido absorvedor e um fluido refrigerante. O bom resultado do processo de absorção no sistema depende da apropriada seleção da combinação de refrigerante e absorvente. Muitos fluidos de trabalho são sugeridos na literatura. O estudo feito por Marcriss et al., (1988) citado por Srikhirin et al., (2001), sugere aproximadamente 40 compostos refrigerantes e 200 compostos absorventes disponíveis. Não obstante, os pares mais comuns de fluido de trabalho são água-brometo de lítio

² por exemplo, uma temperatura de 5°C no evaporador corresponde a uma pressão de vapor de água de 0,872 kPa, Herold et al, 1996

(H₂O/LiBr) para temperaturas moderadas e o par amônia-água (NH₃/H₂O) quando é requerido um efeito de resfriamento maior.

No par brometo de água-brometo de lítio H₂O/LiBr o fluido refrigerante é a água e o fluido absorvedor é a solução de H₂O/LiBr. No caso do par amônia-água (NH₃/ H₂O), a amônia é refrigerante e a água é o absorvedor.

Como o par H₂O/LiBr pode trabalhar só com temperaturas acima de 5°C, ele é mormente usado em sistemas de condicionamento de ambientes.

A utilização da amônia em sistemas de absorção NH₃/H₂O deve ser sempre cuidadosa. As propriedades da amônia e os aspectos de segurança devem ser sempre considerados, pois altas dosagens de exposição à amônia podem ser letais, além disso, a amônia é inflamável e explosiva na faixa de 16 até 25% em volume (IPCS, 1990, Ammonia Health and Safety Guide, Publ. World Health Org. Programme on Chemical Safety, Geneva).

3.1 Geral - Tipos mais comuns de sistemas de absorção

Sistemas de absorção de simples efeito

Os sistemas de refrigeração de simples efeito são aqueles que só possuem um nível de aquecimento do fluido de trabalho. A figura 3.1 mostra um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com o par H₂O/LiBr.

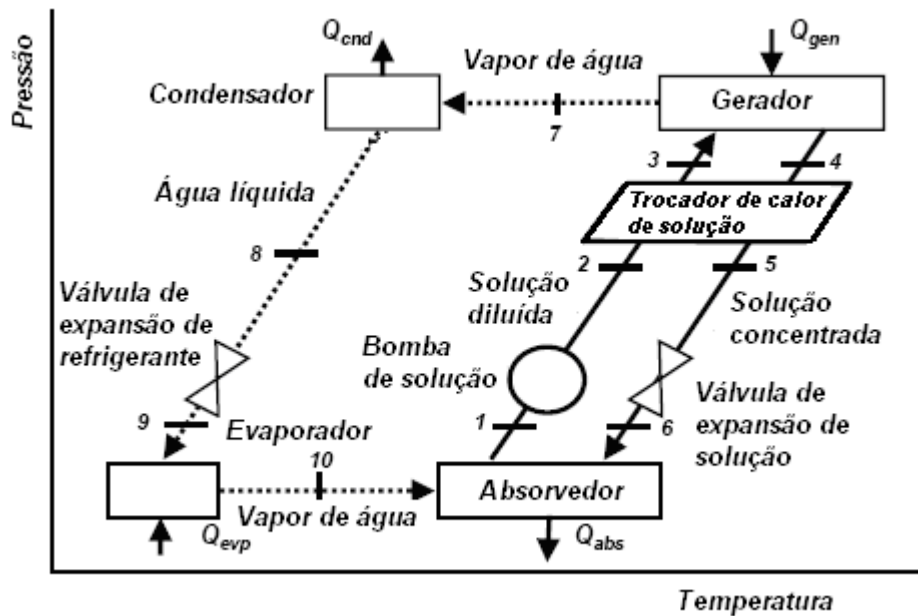


Figura 3.1 – Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito H₂O/LiBr

Os componentes do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito na sua maioria são trocadores de calor. Estes trocadores de calor são: o condensador, o evaporador, o gerador, o absorvedor e o trocador de calor de solução. Além dos trocadores de calor, este sistema tem dois dispositivos de expansão (um para o refrigerante e outro para a solução) e uma bomba de solução.

Neste sistema o calor ingressa no sistema através do gerador (ingresso do insumo de energia) e do evaporador (onde se retira calor do fluxo a resfriar). No condensador e no absorvedor, o calor é removido do sistema.

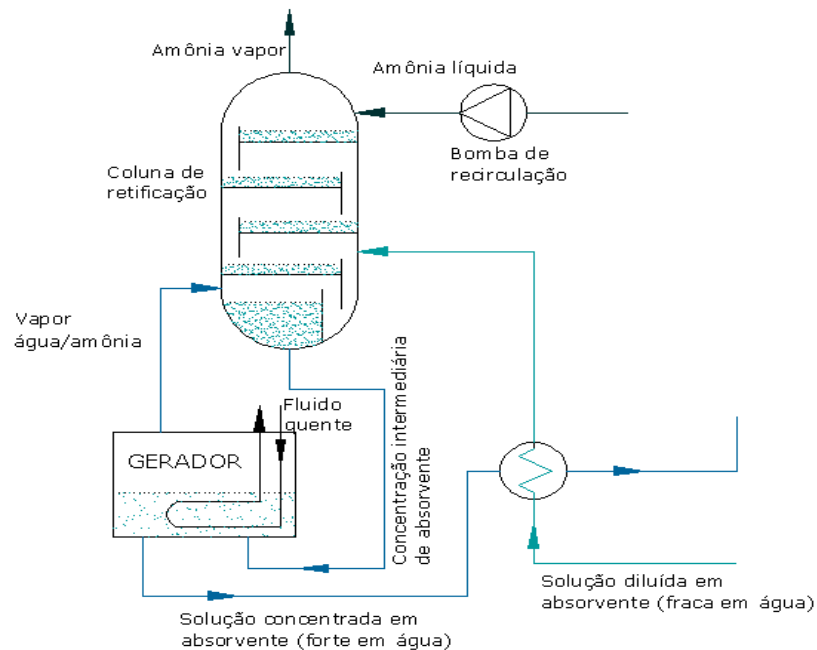
O coeficiente de desempenho (COP), parâmetro de avaliação de desempenho, é definido nos sistemas de refrigeração por absorção da seguinte maneira:

$$COP = \frac{\text{Efeito de resfriamento entregue}}{\text{Energia de insumo requerida}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gera}}$$

Onde o efeito de resfriamento entregue é o calor transferido no evaporador, e a energia de insumo requerida é o calor fornecido no gerador. Geralmente, no cálculo deste parâmetro, não é

considerado o consumo elétrico dos elementos auxiliares como as bombas e os ventiladores. (Dorgan et al, 1995).

O funcionamento do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito amônia-água é semelhante ao sistema $H_2O/LiBr$. O sistema amônia-água, que utiliza um absorvente volátil (água), precisa de um componente adicional chamado retificador, pois o vapor gerado no gerador contém certa quantidade de água, e qualquer conteúdo de água no vapor do gerador é prejudicial ao desempenho do sistema (Fig. 3.2).



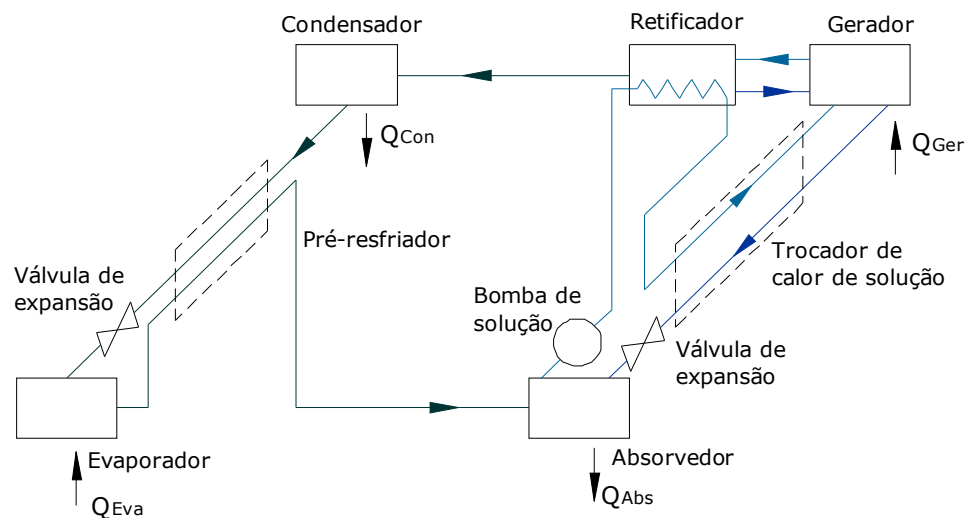
Fonte: Dorgan et al. 2005

Figura 3.2 Esquema do retificador (coluna de destilação) em um sistema NH_3/H_2O

Uma vez que o ciclo de NH_3/H_2O tem diferenças significativas (as quais limitam sua eficiência) comparado ao ciclo $H_2O/LiBr$, algumas práticas foram desenvolvidas com a finalidade de melhorar o desempenho das unidades de resfriamento por absorção NH_3/H_2O . Entre as mais comuns está a inserção de um trocador de calor que resfria o refrigerante, que sai do condensador pré-aquecendo, e o vapor refrigerante que entra no absorvedor (pré-resfriador de condensado). Uma outra prática utilizada é fazer circular, como resfriador, a solução concentrada que deixa o

absorvedor através do retificador antes que essa ingresse no trocador de calor de solução. Desta maneira o calor não é rejeitado para as vizinhanças, senão reutilizado dentro do sistema.

Na figura 3.3 é apresentado um sistema de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, com pré-resfriamento de condensado e retificador integrado.



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.3 - Esquema do ciclo de simples efeito $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ com pré-resfriador de condensado e retificador integrado

Um estudo experimental dos sistemas de refrigeração por absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ foi desenvolvido por Horuz e Calander (2004). Neste trabalho, foi testado o desempenho de uma unidade de absorção $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ de queima direta de gás natural com capacidade de 10kW, disponível comercialmente, da marca Robur Serval, modelo ACD-3600. A resposta do sistema de refrigeração às variações da temperatura da água que ingressa no evaporador, o fluxo de água gelada, assim como o fluxo de calor de insumo são apresentadas naquele trabalho (Horuz e Calander, 2004).

Bomba de calor por absorção

Nos ciclos de refrigeração por absorção, operando como bombas de calor ou como refrigeradores, o calor de insumo é fornecido de um reservatório de alta temperatura. O efeito de refrigeração é produzido em baixa temperatura e o calor de rejeito é liberado com temperatura intermediária. A diferença é o objetivo do sistema, seja este refrigerar ou aquecer. No caso do refrigerador, a utilidade é a transferência de calor a baixa temperatura, enquanto que com a bomba de calor a utilidade é a transferência de calor na temperatura intermediária. Geralmente o meio ambiente é utilizado como reservatório de baixa temperatura para a bomba de calor e como temperatura intermediária para o ciclo de refrigeração (Srikhirin et al, 2001).

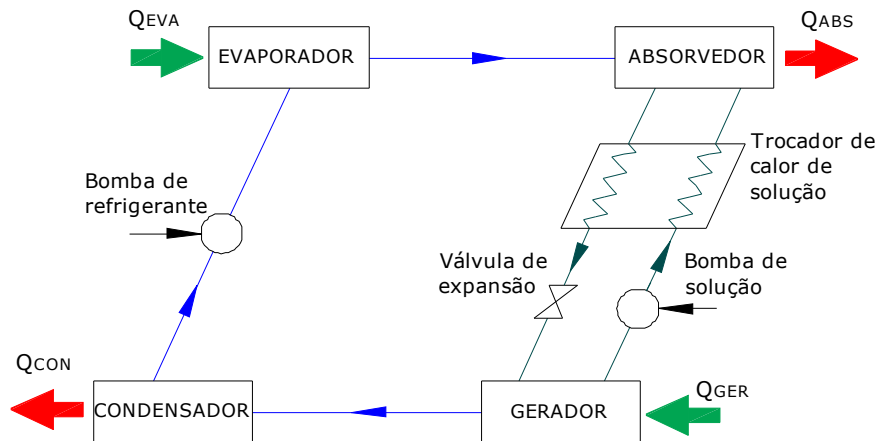
O coeficiente de desempenho (COP) da bomba de calor por absorção é definido com a seguinte equação (Kurem e Horuz, 2001):

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{gera} + \dot{Q}_{eva}}$$

Transformador de calor por absorção

Tipicamente, o transformador de calor por absorção é aplicado nos casos onde é necessário fornecer um fluxo de calor a uma temperatura maior do que a temperatura do fluxo de calor de insumo. Assim, esse equipamento tem a função de tornar útil um fluxo de calor de “baixa qualidade” (baixa temperatura). Este ciclo obtém o seu calor de insumo de um reservatório a temperatura intermediária (normalmente um calor de rejeito), e rejeita calor fora do sistema no nível de baixa temperatura (geralmente os arredores), e o efeito útil é obtido em um nível de alta temperatura. Transferindo energia fora do ciclo a uma temperatura maior, o transformador de calor eleva a qualidade do fluxo de calor de rejeito (insumo) para um nível mais útil de energia.

Este ciclo tem componentes similares aos de simples efeito. A diferença está no dispositivo de expansão instalado entre o condensador e o evaporador, que é substituído por uma bomba. Além disso, todos os fluxos internos fluem em direção oposta aos fluxos do ciclo de refrigeração de simples efeito. No transformador de calor o evaporador e o absorvedor trabalham à mesma pressão, mas agora é a pressão alta do sistema. O gerador e o condensador operam à pressão baixa do sistema.



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.4 – Transformador de calor por absorção

O coeficiente de desempenho (COP) do transformador de calor é definido através da seguinte equação: (Pataskar et al., 1990).

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{gera} + \dot{Q}_{eva}}$$

Os transformadores de calor podem atingir temperaturas, do fluido quente (produto do ciclo), de 150°C, com uma elevação típica de 50°C. Os valores de COP para estas condições estão entre 0,45 e 0,48. (Heat Pump Centre, 2004).

Pataskar et al. (1990), realizaram testes experimentais em um sistema transformador de calor operando com diferentes pares de substâncias. Para sistemas água-LiBr o COP ficou entre 0,14 e 0,30. Para o sistema água-LiBr/LiCl o COP resultou entre 0,27 e 0,32 e para o sistema água-LiCl, entre 0,17 e 0,4.

Sistemas de absorção de múltiplos efeitos

O objetivo de ter um ciclo com maior número de efeitos é incrementar o desempenho do sistema no caso de ter disponível uma fonte de calor a alta temperatura. A configuração destes sistemas permite que certa quantidade de calor seja utilizada mais de uma vez para gerar vapor refrigerante e assim obter uma geração adicional do efeito de resfriamento.

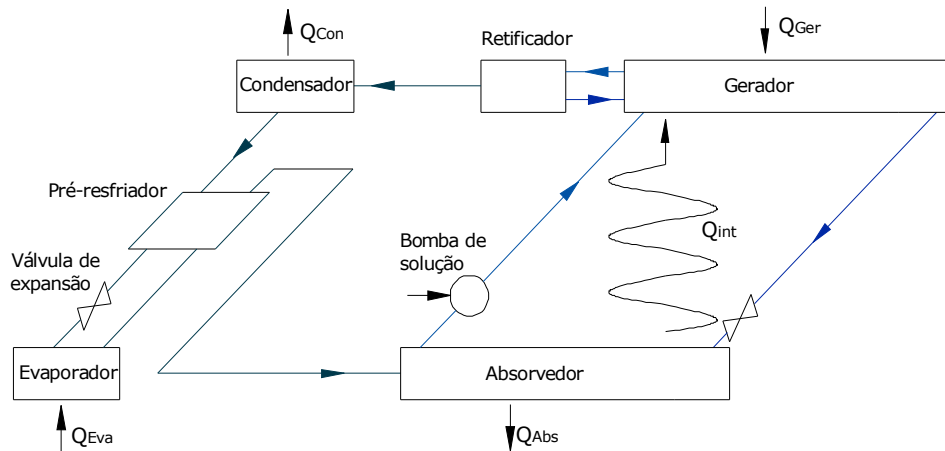
Dessa forma o sistema de duplo efeito tem dois estágios de geração para separar o refrigerante do absorvente. No caso do sistema de duplo efeito $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ há três níveis de pressão, e o vapor refrigerante gerado no gerador de alta temperatura e pressão é utilizado em um segundo gerador para a geração de mais vapor refrigerante à pressão e temperatura menores. Por outro lado o sistema de duplo efeito $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ só tem dois níveis de pressão e o calor utilizado para o segundo estágio de geração de vapor vem do absorvedor do primeiro estágio. O ciclo $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ também poderia ser arranjado da mesma maneira que o sistema $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ embora o nível maior de pressão seria muito alto (7MPa para uma aplicação típica de condicionamento de ar).

Em geral, há muitas configurações dos sistemas de absorção de duplo efeito, embora o potencial de desempenho de poucas configurações tenha sido estudado. Segundo Alefer e Radermacher (1994) citado por Herold et al. (1996), há 26 diferentes configurações de sistemas de absorção de duplo efeito. Os sistemas de triplo efeito $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ serão tratados no item 3.3.2.

Ciclo GAX

O ciclo GAX é utilizado em sistemas amônia-água e tem características interessantes, uma vez que eles podem atingir um elevado desempenho com uma configuração de ciclo que essencialmente se assemelha à configuração de simples estágio. Assim por exemplo, ele só tem uma bomba de solução, e a maioria dos componentes estão presentes apenas uma vez, mas agora o trocador de calor de solução é substituído pelo trocador de calor GAX (gerador/absorvedor). Neste caso, o calor liberado no absorvedor é re-utilizado no gerador obtendo, assim, um efeito de resfriamento adicional e um incremento significativo na eficiência.

O ciclo GAX pode ser considerado também como um sistema de duplo efeito, já que ele tem uma troca de calor entre o absorvedor e o gerador.



Fonte: Herold et al., 1996

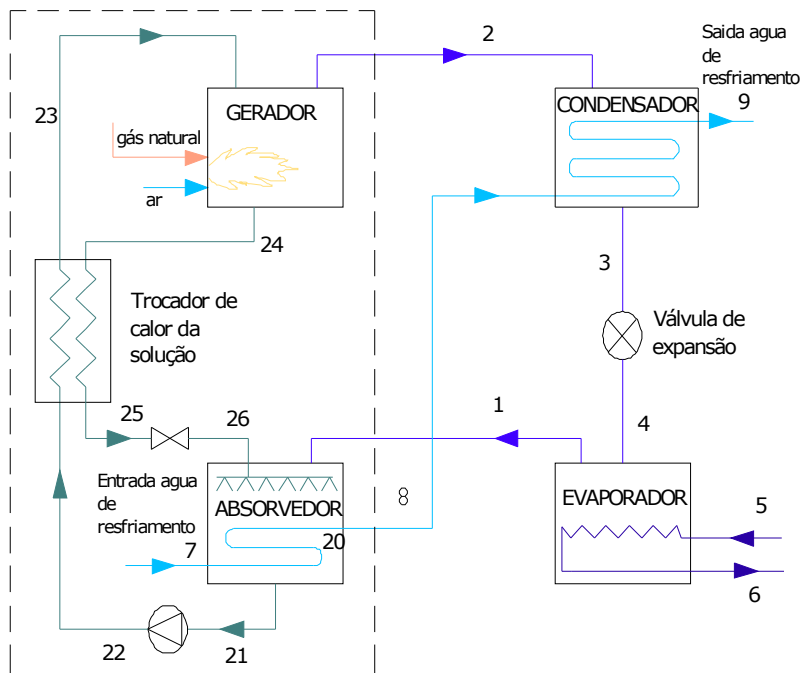
Figura 3.5 - Esquema do ciclo GAX

Entre os anos 1981 e 1996, o Departamento de Energia de Estados Unidos – DOE, em conjunto com o Laboratório Nacional Oak Ridge (ORNL-Oak Ridge National Laboratory) e com a Phillips Engineering, patrocinou o desenvolvimento da tecnologia básica do ciclo GAX para utilização residencial e em pequenas aplicações comerciais.

A Phillips Engineering foi a primeira companhia que construiu e testou com sucesso um ciclo completo GAX, em 1984-1985. O protótipo da Phillips demonstrou uma eficiência melhorada obtendo um coeficiente de desempenho - COP - (da bomba de calor) de 1,6 até 1,8 e um COP de refrigeração entre 0,7 – 0,9. Então, a bomba de calor de ciclo GAX mostrou-se 40-80% mais eficiente do que os fornos e caldeiras tradicionais de pequeno porte (DeVault et al., 2001).

3.2 Sistema de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples efeito

Na figura 3.6 pode-se observar os componentes do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com o par H₂O/LiBr e com queima direta de gás natural.



Fonte: Dorgan et al. 2005

Figura 3.6 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito H₂O/LiBr com queima direta de gás natural

No sistema de refrigeração por absorção H₂O/LiBr o calor ingressa no sistema através do gerador (ingresso do insumo de energia) e do evaporador (onde se retira calor do fluxo de água que vai do ponto 5 ao 6, produzindo o efeito de resfriamento). No condensador e no absorvedor, o calor é removido do sistema através de um fluxo de água fornecido por uma torre de resfriamento.

No condensador, ingressa o refrigerante em fase vapor (ver ponto 2 da Fig. 3.6), então este condensa liberando calor que será transferido à água de resfriamento.

O refrigerante sai do condensador como líquido saturado (fluxo 3, Fig. 3.6) e depois se expande no dispositivo próprio. O refrigerante a baixa pressão (fluxo 4) ingressa no evaporador,

onde absorve calor do meio a resfriar (neste caso a água, que deve ser resfriada para o propósito de condicionamento de ar). Depois de passar pelo evaporador o refrigerante, à baixa pressão e temperatura (mas já em fase vapor), segue para o absorvedor, onde é absorvido pela solução concentrada de LiBr (ponto 20, Fig. 3.6). Com a absorção do refrigerante, este condensa liberando calor por causa do câmbio de fase e do próprio efeito de absorção. Para remover o calor gerado nestes dois processos, um fluxo de água de resfriamento circula na secção do absorvedor. Este fluxo é requerido para manter o controle da pressão, temperatura e concentração.

Na saída do absorvedor (21) tem-se a solução diluída, pois no processo de absorção há um aumento da quantidade de refrigerante. Esta solução diluída é bombeada até o gerador (23), passando antes pelo trocador de calor de solução onde é pré-aquecida. Esta troca de calor é muito importante porque reduz a quantidade de calor necessária para ingressar no gerador. No gerador é adicionado calor de insumo (reação de combustão, no caso de sistemas de queima direita). Este calor evapora o refrigerante da solução LiBr até atingir a pressão, temperatura, concentração de saturação (24). O vapor refrigerante a alta pressão e temperatura, segue para o condensador (2), fechando o ciclo do refrigerante.

No ponto 24, a solução concentrada (devido à evaporação do refrigerante) passa pelo trocador de calor de solução onde é pré-resfriada. Depois de passar pelo trocador (25), a solução concentrada passa por um dispositivo de expansão onde a pressão é reduzida (26), nesse processo parte do refrigerante na solução passa à fase vapor (Dorgan et al. 1995).

O coeficiente de performance (COP) para o ciclo de simples efeito com o par $H_2O/LiBr$, segundo a literatura (Dorgan et al., 1995; Orlando, 1996; Dinçer, 2003; Herold et al., 1996) está na faixa de 0,6 a 0,7. Os fabricantes destes equipamentos apresentam também valores de COP próximos desse intervalo, como por exemplo Yazaki, que apresenta COP igual a 0,71, e EAW, Phoenix e Rotartica que apresentam valores de COP iguais a 0,7 para sistemas de simples efeito $H_2O/LiBr$ (Kim e Infante Ferreira, 2005).

3.3 Sistema de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de duplo efeito

O sistema de refrigeração de duplo estágio ou duplo efeito tem dois estágios de geração para separar o refrigerante do absorvente. A entrada de calor neste sistema ocorre a uma temperatura muito mais alta do que no sistema de simples efeito. O coeficiente de performance (COP), para a tecnologia de duplo efeito ou duplo estágio, também é maior com relação à de simples efeito, pois os sistemas de duplo efeito são capazes de utilizar a maior disponibilidade (exergia) que oferece uma troca de calor a uma maior temperatura. O valor do coeficiente de performance (COP) para o sistema de duplo efeito H₂O/LiBr, segundo a literatura, está entre 1,0 e 1,2, por esta razão são mais competitivos do que as unidades de simples estágio. Os sistemas de refrigeração de duplo efeito H₂O/LiBr com queima direta de gás natural constituem uma tecnologia já madura que concorre no segmento do mercado de resfriamento a gás (Herold et al. 1996).

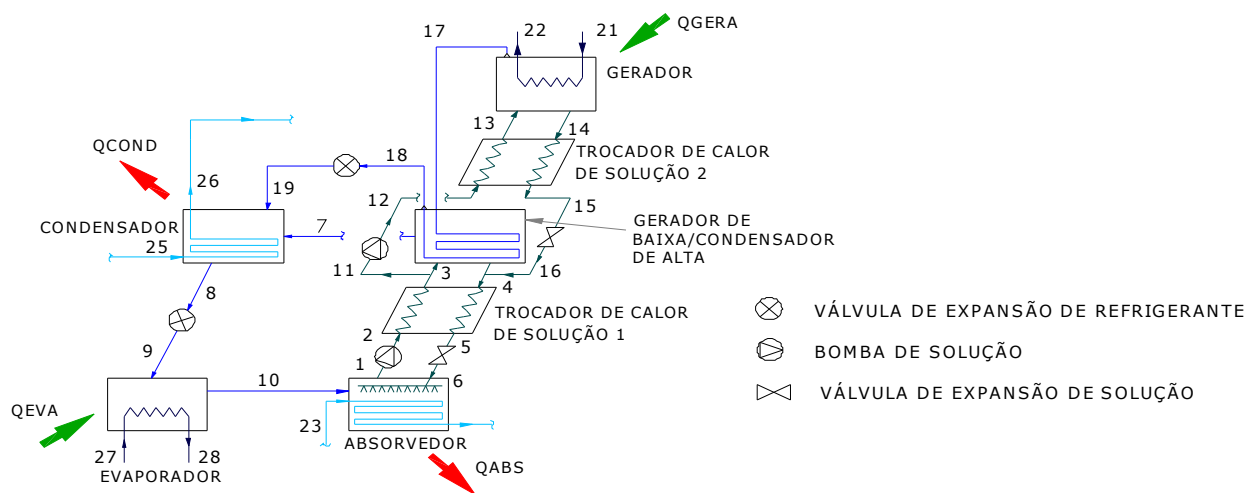
No Brasil, sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito estão disponíveis comercialmente pelas empresas Thermax e Broad através das suas representantes: Thermax do Brasil e TUMA/BROAD (Ramos e Bezerra, 2003; TUMA/BROAD, 2006). Outros fabricantes internacionais que oferecem sistemas de duplo efeito são: McQuay International, Trane, Yazaki, e York. Quanto aos valores de COP apresentados pelos fabricantes, McQuay apresenta COP de 1,4 para sistemas acionados a vapor, e York apresenta COP de 1,02 para equipamentos de queima direta (Energy Tech Pro, 2004).

Em relação à maneira de conectar os circuitos de solução do sistema de duplo efeito, existem duas opções básicas: fluxo em serie e fluxo em paralelo. No entanto, a configuração dos circuitos de solução nesses tipos de equipamentos depende muito dos fabricantes.

Na figura 3.7 é apresentada uma possível configuração para o sistema de duplo efeito com queima direta de gás natural e com configuração de fluxo em paralelo. No sistema da figura 3.7 o calor ingressa no gerador de alta (ingresso do insumo de energia) e no evaporador (onde se retira calor do fluxo de água que vai do ponto 27 ao 28, produzindo o efeito de resfriamento). No condensador e no absorvedor, o calor é removido do sistema através de um fluxo de água fornecido por uma torre de resfriamento.

No condensador, ingressa o refrigerante em fase vapor proveniente do gerador de baixa - condensador de alta (ponto 19 e ponto 7), então este se condensa liberando calor que será

transferido para a água de resfriamento (ponto 25). O refrigerante sai como líquido saturado (fluxo 8) e depois se expande no dispositivo próprio. O refrigerante a baixa pressão (9) ingressa no evaporador, onde absorve calor do meio a resfriar (neste caso água, que deve ser resfriada para os propósitos de condicionamento de ar). Depois de passar pelo evaporador, o refrigerante, a baixa pressão e temperatura (mas já em fase vapor), segue para o absorvedor, onde é absorvido pela solução concentrada de LiBr (6). Uma vez que o refrigerante foi absorvido, este condensa liberando calor por causa da mudança de fase e do efeito de absorção. Para remover o calor gerado nestes dois processos, um fluxo de água de resfriamento circula na seção do absorvedor (ponto 23). Este fluxo é requerido para manter o controle da pressão, temperatura e concentração.



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.7 - Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito água-brometo de lítio

Na saída do absorvedor (1) tem-se uma solução diluída, isto porque no processo ocorre absorção de refrigerante. Esta solução diluída é bombeada até o gerador de baixa - condensador de alta (3), passando antes pelo primeiro trocador de calor de solução onde é pré-aquecida. Esta troca de calor é muito importante porque reduz a quantidade de calor necessária para ingressar no gerador (insumo de calor externo). Na saída do primeiro trocador de calor de solução uma fração da solução ingressa no gerador de baixa – condensador de alta (3) e a outra fração da solução (11) é bombeada até o gerador de alta (13), passando antes pelo segundo trocador de calor de solução. No gerador de alta é adicionado calor de insumo fornecido pela combustão do gás natural. Este calor evapora o refrigerante da solução LiBr-H₂O até atingir a temperatura - concentração de

saturação (14) à pressão alta (pressão no gerador de alta). O vapor refrigerante, a alta pressão e temperatura (17), segue para o gerador de baixa – condensador de alta onde entrega calor. Depois de fornecer calor, o refrigerante sai como líquido saturado do gerador de baixa – condensador de alta (18), logo após se expande no dispositivo próprio e ingressa no condensador (19) como uma mistura de fases, fechando o ciclo do refrigerante que foi para ao gerador de alta.

O calor entregue no gerador de baixa – condensador de alta – evapora o refrigerante da solução do LiBr que ingressou em (3), até atingir a temperatura – concentração de saturação (4) à pressão média (pressão no gerador de baixa). Este vapor refrigerante que foi evaporado (a pressão e temperatura média) segue para o condensador (7), fechando o ciclo do refrigerante que ingressou no gerador de baixa.

No ponto 14, a solução concentrada (uma vez que parte do refrigerante foi evaporada) passa pelo segundo trocador de calor de solução, onde é pré-resfriada. Depois de passar por este trocador (15), a solução concentrada passa pelo dispositivo de expansão, onde a pressão é reduzida (16). Nesse processo parte do refrigerante na solução passa à fase vapor. Esta solução se une com a solução concentrada que sai do gerador de baixa (4) e depois passa pelo primeiro trocador de calor de solução, onde a solução é pré-resfriada novamente. Depois de passar pelo primeiro trocador de solução (5), a solução concentrada passa novamente por um dispositivo de expansão onde a pressão é reduzida de novo (6). Depois disto a solução entra no absorvedor, fechando o ciclo da solução.

3.4 Ciclos avançados H₂O/LiBr

Os ciclos H₂O/LiBr de simples e de duplo efeito são utilizados em chillers, que são encontrados correntemente no mercado como produtos comerciais de diversos fabricantes. Por outro lado, os ciclos que serão apresentados a seguir têm sido concebidos como solução para algum problema térmico específico. Estas tecnologias incluem o ciclo de médio efeito, o ciclo de triplo efeito e o ciclo de reabsorção. Cada uma destas tecnologias tem seu particular campo de aplicação, assim como também suas barreiras e limitações.

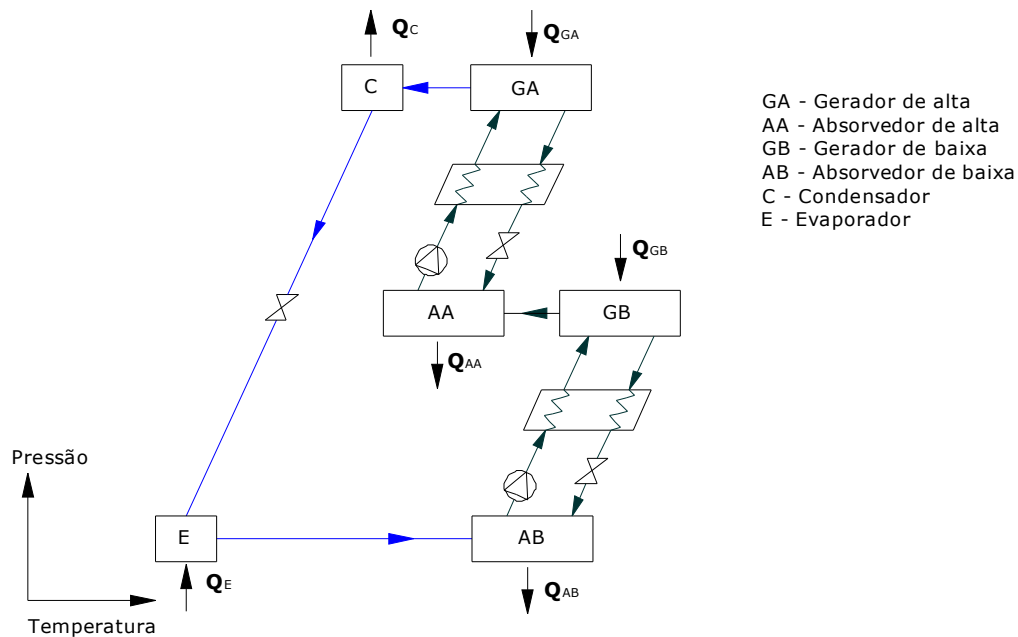
3.4.1 Ciclo de médio efeito

O ciclo de médio efeito é usado quando a temperatura da fonte de calor disponível é menor do que a mínima necessária para acionar o ciclo de simples efeito. Este ciclo é realmente bem semelhante em complexidade (mas não em eficiência) ao ciclo de duplo efeito (Zogg et al., 2005). Na figura 3.8 pode-se apreciar os elementos do sistema de médio efeito.

O ciclo de médio efeito é um ciclo de três níveis de pressão. Os níveis de pressão alto e baixo funcionam de maneira similar ao ciclo de simples efeito. No nível de pressão intermédia é que surge uma novidade. O gerador de baixa pressão fornece refrigerante em fase vapor (a pressão intermédia) ao absorvedor de alta pressão. Depois, o circuito de solução de alta transporta o refrigerante até o gerador de alta pressão, onde recebe calor e é evaporado novamente. Em seguida o refrigerante vai para o condensador, evaporador e absorvedor de baixa, como é usual. A única distinção do ciclo de médio efeito é que ele requer um fluxo de calor a uma temperatura menor, em relação às unidades de simples estágio, com a mesma temperatura de água resfriada (água gelada) e água rejeitada.

Por outro lado aparece, nesse caso, uma penalidade termodinâmica que deve ser paga por permitir que este ciclo trabalhe com temperaturas menores. O COP para o ciclo de médio efeito é tipicamente a metade do que seria para o ciclo de simples efeito. Para o sistema $H_2O/LiBr$ de médio efeito o COP esperado é de 0,35 (Herold et al., 1996; Kaarsberg et al., 1998). Foi observado também que este ciclo rejeita aproximadamente 50% mais calor do que o respectivo ciclo de simples efeito (Herold et al., 1996; Srihirin et al., 2001).

O ciclo de médio efeito, devido ao seu nível de pressão intermédio, pode realisticamente aceitar um fluxo de calor a uma temperatura entre 70 e 80°C, enquanto o ciclo de simples efeito requer que essa temperatura esteja entre 100 e 110°C (Herold et al., 1996).



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.8 - Sistema de refrigeração por absorção de médio efeito água-brometo de lítio

Kim e Infante Ferreira (2005), realizaram um estudo, teórico experimental, de um chiller de médio efeito $H_2O/LiBr$ (que eles mesmos projetaram e construíram) em combinação com coletores solares planos. Os resultados obtidos apresentaram COP de 0,25.

Em um outro trabalho recente, Arivazhagan et al. (2006), realizaram uma simulação do desempenho exergético de um sistema de refrigeração por absorção de médio efeito com fluido de trabalho R134-a – DMAC. A performance deste sistema foi comparada com a performance de um sistema de simples efeito, com o mesmo par de fluidos de trabalho, para diferentes condições de operação. O desempenho do sistema de médio efeito resultou ser melhor, do ponto de vista da eficiência exergética para baixas temperaturas de evaporação e para altas temperaturas de condensação. Segundo esse estudo, a temperatura mínima no gerador do ciclo de médio efeito resultou $30^\circ C$ menor do que para o caso do sistema de simples efeito, considerando condições ideais.

3.4.2 Ciclo de triplo efeito

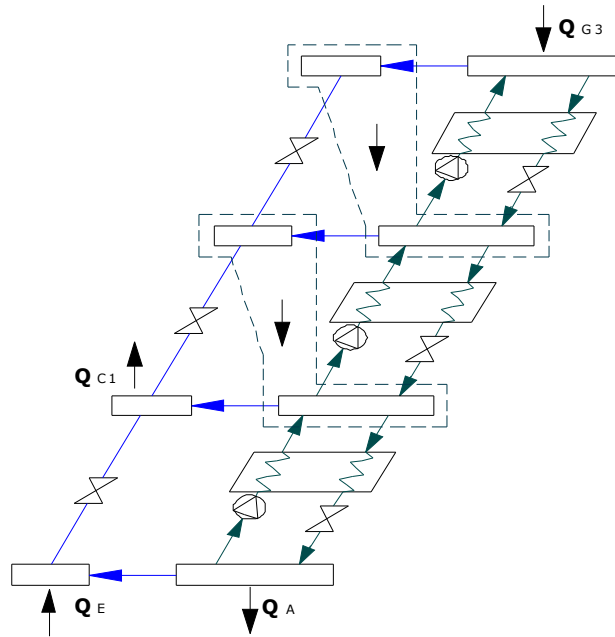
A tecnologia dos sistemas de refrigeração de triplo efeito está atualmente em desenvolvimento por vários fabricantes. Triplo efeito implica inerentemente temperaturas mais altas. Segundo Kim et al. (2002), a temperatura no gerador de maior pressão excede os 473,15 K (200°C). Altas temperaturas causam significativos incrementos no grau de avanço da corrosão dos materiais de construção tradicionais. Deste modo, o desenvolvimento desta tecnologia está focalizado na solução dos problemas de corrosão.

Na figura 3.9 é apresentado um sistema de triplo efeito H₂O/LiBr. Considerando o sistema de triplo efeito como sendo uma extensão do sistema de duplo efeito, é possível considerar o sistema de triplo efeito como um dispositivo de quatro níveis de pressão.

O ciclo apresentado na figura 3.9 inclui dois processos internos de troca de calor entre um condensador e um gerador. Segundo este gráfico, em cada unidade o calor é utilizado em três diferentes geradores para gerar vapor, daí o nome de triplo efeito. Este ciclo particular é um sistema de três estágios.

Fazendo uma comparação do desenho da figura 3.9 com o sistema do duplo efeito da figura 3.7 pode-se observar que o sistema de triplo efeito requer um gerador e um trocador de calor de solução adicional para o maior nível de temperatura. Além disso, o condensador de alta temperatura deve ser integrado ao gerador de maior temperatura do ciclo de duplo efeito.

Segundo Srihirin et al. (2001) e Herold et al. (1996), o valor do COP, para o sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito H₂O/LiBr de quatro níveis de pressão, está entre 1,4 - 1,5 com temperaturas do fluido quente entre 200 até 230°C. No entanto, segundo a tabela apresentada por Kaarsberg et al. (1998), o COP do sistema de triplo efeito deve ser maior que 1,6.



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.9 - Esquema do ciclo de triplo efeito H₂O/LiBr

Em relação aos estudos e à pesquisa nesta área, Kim et al. (2002), realizaram um estudo de simulação de um sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito H₂O/LiBr assistido por compressão de vapor. Assim, com a finalidade de diminuir a temperatura no gerador de alta (de maior pressão), um compressor de vapor é inserido no ciclo. Quatro configurações possíveis são apresentadas no trabalho. A consideração destes tipos de sistemas híbridos tem sido ponderada há algum tempo, uma vez que a ajuda de um compressor dá maior flexibilidade nas condições de operação.

Um programa de desenvolvimento tecnológico nessa área é o *Programa de Tecnologias Termicamente Ativadas*, do Departamento de Energia de Estados Unidos (DOE). Este programa tem a finalidade de comercializar sistemas de triplo efeito utilizando H₂O/LiBr como substâncias de trabalho operando a maiores temperaturas e maiores eficiências do que as tecnologias atualmente disponíveis. A meta do programa do DOE é melhorar a eficiência de resfriamento de 30 a 50% em comparação aos sistemas de absorção disponíveis atualmente no mercado (DeVault et al., 2001; Fiskum et al., 1996).

Dentro do programa citado, o ciclo de triplo efeito de laço duplo (dual loop) foi patenteado pelo Oak Ridge National Laboratory – ORNL dos Estados Unidos, em 1988. Segundo Fiskum et al. (1996), o ciclo de laço duplo é um ciclo de três estágios e três níveis de pressão.

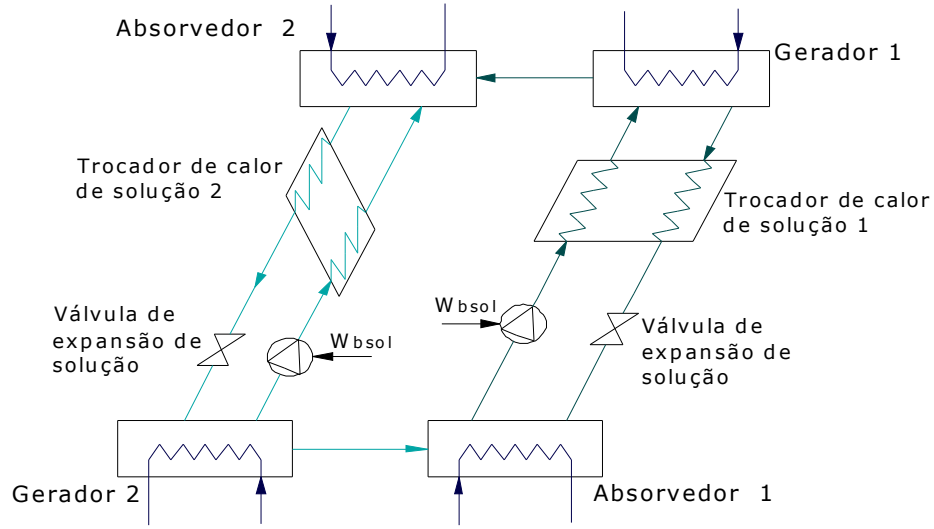
Em 1989, a Trane Company conseguiu as licenças necessárias e, com a ajuda do Gas Research Institute (USA), construiu um protótipo com capacidade de 100 toneladas de refrigeração (TR's).

Em Abril do ano 2000, a Trane anunciou a posse de um outro protótipo de triplo efeito de 375 TR's baseado nos componentes do ciclo de duplo efeito. Com este equipamento, a Trane atingiu um COP ótimo de 1,6 (Foley et al., 2000).

Um outro ciclo de triplo efeito utiliza o conceito de duplos condensadores unidos (double condenser coupled – DCC) patenteado pela ORNL em 1993. York, em parceria com o DOE, construiu uma unidade de triplo efeito de 450 TR's baseada no conceito DCC. Dentre as características do *chiller* DCC de triplo efeito está a adição genérica de um terceiro gerador e um terceiro condensador ao ciclo de duplo efeito e mais uma nova conexão de refrigerante do terceiro condensador com o segundo gerador. O protótipo da York foi operado para diferentes cargas durante 2400 horas aproximadamente (DeVault et al., 2001).

3.4.3 Ciclo de reabsorção

A figura 3.10 mostra esquematicamente o ciclo de reabsorção de simples efeito. Este ciclo utiliza dois circuitos de solução no lugar de somente um. A seção do condensador, a válvula de expansão e o evaporador de um ciclo convencional de simples efeito são substituídos no ciclo de reabsorção por um circuito constituído de um absorvedor, um trocador de calor de solução, uma bomba de solução e um gerador. O absorvedor toma a função do condensador e rejeita calor, enquanto o gerador toma a função do evaporador. Deve ser percebido aqui que o novo circuito de solução flui no sentido anti-horário.

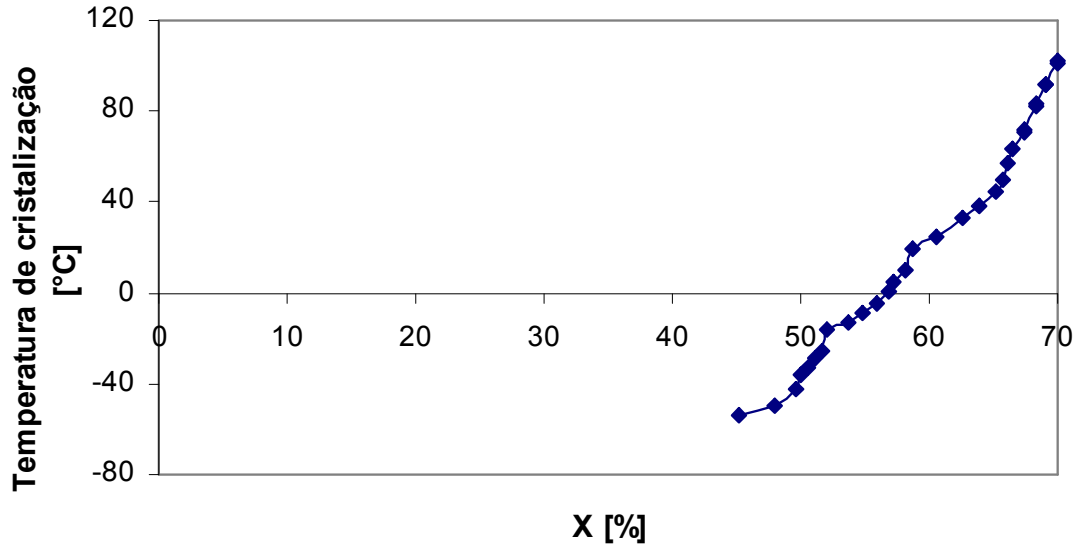


Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.10 Esquema do ciclo de re-absorção H₂O/LiBr

3.5 Inibição da cristalização do LiBr

O ciclo de refrigeração por absorção, que utiliza a solução de H₂O/LiBr, tem mostrado ser conveniente para uma série de aplicações, no entanto, ele apresenta a dificuldade que o LiBr na solução cristaliza a temperaturas altas para fins de refrigeração, se fosse possível inibir a cristalização das soluções, levando-a a temperaturas mais baixas, o campo de aplicação destes ciclos poderia ser estendido. Na figura seguinte é apresentado o gráfico da temperatura de cristalização em função da porcentagem de concentração em massa.



Fonte: Herold et al., 1996

Figura 3.11 - Solubilidade do LiBr puro em água.

Dirksen et al. (2001) do departamento de Engenharia Química da Universidade de Utah, desenvolveram um estudo experimental no qual foram realizadas medições do efeito de aditivos sob a temperatura de cristalização de soluções H₂O/LiBr concentradas. No estudo, vários aditivos em concentração na faixa de 500 ppm foram medidos. Alguns aditivos solúveis diminuíram a temperatura experimental de cristalização em aproximadamente 13°C. Na tabela seguinte são apresentados alguns aditivos solúveis e a respectiva temperatura de cristalização na presença deles.

Tabela 3.1 - Temperatura de cristalização medida na presença de aditivos solúveis

Aditivo	LiBr conc. (wt %)	Concentração do aditivo (mol ppm#)	Temperatura de cristalização ±desvio padrão (°C)
MDPA	60,54	250	-10,16 ± 3,17
PPA	60,82	500	-8,52 ± 4,17
ATMP	60,82	500	-8,24 ± 2,25
DTPMP	60,82	500	-6,67 ± 6,79
HEDP	60,82	500	-6,15 ± 7,49
Uramil – N, N-diacetic ácido	60,54	500	-5,69 ± 2,92
KIO ₃	60,54	250	-4,31 ± 0,70
Nenhum aditivo	60,54	--	3,30 ± 0,44
	60,82		4,38 ± 0,59

Fonte: Dirksen et al., 2001

Foram realizadas, adicionalmente, medições da temperatura de decomposição desses aditivos. A maioria deles apresentou uma temperatura de decomposição térmica próximo a 200°C, o que indica que eles sobreviverão à passagem através da alta temperatura do gerador nos ciclos de bomba de calor.

Em relação à pesquisa e desenvolvimento dos sistemas de absorção LiBr algumas patentes foram registradas, as quais cobrem aspectos interessantes. Zogg et al. (2005) apresentaram tabelas nas quais são indicadas patentes registradas com relação a estes sistemas. Nas tabelas são indicados os aspectos inovadores de cada sistema, a critério dos autores (Zogg et al., 2005).

3.6 Fluidos de trabalho alternativos para sistemas de refrigeração por absorção

Muitos outros fluidos têm sido considerados para sistemas de refrigeração por absorção. Na literatura podem ser encontrados estudos sobre as propriedades de pares alternativos de substâncias de trabalho. Alguns destes fluidos são utilizados para aplicações especializadas, enquanto outros são propostos como possuidores de melhores propriedades em comparação aos pares de substâncias tradicionais (Herold et al., 1996). Apesar de $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ e $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ terem sido amplamente utilizados por anos e suas propriedades serem bem conhecidas, uma exaustiva pesquisa tem levado a investigar novos fluidos. Fluidos de trabalho baseados em refrigerantes clorofluorocarbonatados têm sido estudados também. R22 e R21 são amplamente sugeridos, uma vez que eles têm uma favorável solubilidade com compostos orgânicos (Srikhirin et al., 2001). No texto de Dinçer (2003) há uma referência sobre os fluidos de trabalho alternativos que têm sido desenvolvidos, tais como: R22- dimetil éter tetra etileno glicol (DMETEG), R21-DMETEG, R22- dimetil formamida (DMF), R12- dimetil acetamida e R21- dimetil éster.

Estudos prévios determinaram que a amônia (NH_3), R21, R22, e metilamina, são alternativas promissoras como refrigerantes. Glicóis orgânicos, algumas amidas, ésteres, entre outros, cumprem os requerimentos para serem bons absorventes. Recentemente, têm sido produzidos alguns fluidos de trabalho considerados de vanguarda, tais como R123a- etil tetra hidrofulfuril éter (ETFTE), R123a-DEMTEG, R123a-DMF e R123a-trifluoroethanol, devido ao fato de os CFC's causarem depleção na camada de ozônio.

Um trabalho de pesquisa referente a esse tema foi o de Wu et al. (2005). No trabalho os autores fizeram uma pesquisa experimental sobre as características do equilíbrio líquido-vapor para o sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-LiBr}$. Esse novo fluido foi proposto com a finalidade de superar as desvantagens do par $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. A principal desvantagem do sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ é o elevado conteúdo de água na fase vapor da mistura, o que obriga à utilização do retificador além de resulta em uma alta pressão de vapor para elevadas temperaturas do sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Devido à forte capacidade de absorção de água pelo LiBr, esperava-se que a mistura ternária $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ tivesse um menor conteúdo de água na fase vapor, assim como pressões do sistema ternário abaixo da ambiente nas condições de trabalho. Os resultados do estudo mostraram que as pressões foram reduzidas em comparação ao sistema binário. Industrialmente a utilização da mistura ternária traz o benefício da diminuição de tamanho do sistema, economizando custos. O

estudo mostrou também que a mistura ternária tem melhor perspectiva de aplicação para bombas de calor por absorção.

Outro estudo relacionado às substâncias de trabalho é o de De Lucas et al. (2006). Eles fizeram um estudo das soluções de água – brometo de lítio – acetato de potássio ($H_2O+LiBr+CH_3COOK$), e da solução de água - brometo de lítio – lactato de sódio ($H_2O+LiBr+CH_3CH(OH)COONa$). Estes possíveis fluidos de trabalho têm como fluido absorvente $LiBr+CH_3COOK$, ou $LiBr+CH_3CH(OH)COONa$, e H_2O como refrigerante. Os autores realizaram medições experimentais das propriedades termo-físicas (pressão de vapor-densidade – viscosidade) numa faixa de temperaturas e concentrações adequada para a operação em sistemas de refrigeração por absorção. As principais vantagens desses dois novos fluidos é a diminuição da pressão de vapor da solução comparados à tradicional solução $LiBr-H_2O$. Isto significa que seria atingida uma temperatura de ebulição mais baixa no gerador e que fluxos com menor conteúdo energético podem ser usados no ciclo, diminuindo os requerimentos da torre de resfriamento.

De Lucas et al. (2004) realizou também o estudo de um fluido de trabalho alternativo que poderia substituir a utilização do tradicional par $LiBr-H_2O$. O novo par alternativo estudado tem como absorvente o brometo de lítio e o formiato de potássio ($LiBr + CHO_2K$). Dentre as vantagens do formiato de potássio como substância de trabalho estão: a baixa temperatura de cristalização, densidade e viscosidade menores do que as do brometo de lítio, pH alcalino, baixa toxicidade e o fato de ser biodegradável. Além disso, o calor latente de absorção do formiato de potássio é menor do que o de $LiBr$ e tem boa compatibilidade com outros compostos e aditivos. Uma simulação do sistema de refrigeração por absorção com esse novo fluido de trabalho foi desenvolvida por estes autores³.

As conclusões do estudo mostraram que a nova substância de trabalho possui menor calor de diluição, o que requer menor quantidade de energia no gerador, além de menor calor de diluição liberado no absorvedor, diminuindo, conseqüentemente, os requerimentos de resfriamento do sistema (torre de resfriamento menor). Por outro lado, o novo fluido de trabalho requer menor temperatura no gerador. As simulações mostraram que seria suficiente um rejeito de calor com apenas 328,15 K (55 °C) para alcançar a ebulição da mistura absorvedora diluída.

³ As propriedades do fluido de trabalho alternativo, necessárias para a simulação e comparação do sistema, foram determinadas de maneira experimental por esses mesmos autores e foram apresentadas em um artigo publicado anteriormente

Finalmente, as propriedades físicas da mistura brometo de lítio – formiato de potássio apresentam benefícios adicionais: i) é menos corrosiva; ii) custo de fabricação mais baixo; iii) menor densidade e viscosidade; iv) atende as exigências ambientais.

Safarov (2006), realizou um estudo experimental das soluções de LiBr e LiCl em etanol (C_2H_5OH). No trabalho dados de pressão de vapor da solução, coeficiente osmótico, coeficiente de atividade iônico e coeficiente de atividade do solvente na solução foram reportados com a finalidade de estender a informação para substâncias de trabalho alternativas que podem ser utilizadas em ciclos de refrigeração por absorção.

3.7 Pesquisa e desenvolvimento na UNICAMP – sistemas NH_3/H_2O

Alguns estudos de pesquisa e desenvolvimento relacionados aos sistemas de refrigeração por absorção amônia-água foram desenvolvidos na UNICAMP ao longo dos anos. Entre os quais está o trabalho pioneiro de Figueiredo (1980), que apresenta um projeto e uma modelagem teórica de um sistema de refrigeração por absorção amônia-água, movido a energia solar, com utilização de coletores solares parabólicos de baixa concentração. A finalidade do sistema projetado era manter uma câmara frigorífica semi-subterrânea com temperatura apropriada para conservação de produtos semi-perecíveis. As modelagens teóricas do sistema de refrigeração expostas são para regime permanente e não permanente. Os principais parâmetros de funcionamento foram obtidos a partir das simulações realizadas.

Murr (1981), fez também um estudo sobre sistemas de refrigeração com energia solar para estocagem e congelamento de alimentos. Murr fez uma simulação do sistema de absorção resfriado por ar com aquecimento solar direto da solução amônia-água. A simulação foi feita para regime permanente. Os resultados mostraram alternativas que poderão ser testadas experimentalmente para um futuro aprimoramento do sistema.

Martins (1989) realizou um estudo teórico experimental de uma geladeira por absorção acionada por um fogão a lenha. O fogão a lenha estudado por Martins é um tradicional fogão de alvenaria e sua eficiência de cocção foi calculada através de duas metodologias de teste: a metodologia V.I.T.A. de testes de eficiência e a metodologia de teste proposta pelo próprio autor. Um termosifão bifásico fechado utilizando água como fluido de trabalho também foi projetado. O termosifão teve a finalidade de acoplar o fogão com a geladeira. A geladeira de absorção do tipo

Platen – Munters foi testada com fornecimento de calor de 260 W. As temperaturas no gabinete e congelador da geladeira, assim como no termosifão e nos principais componentes da geladeira, foram medidas durante a operação do fogão com diferentes taxas de queima.

Silva (1994), realizou uma avaliação energética e exergética do sistema de refrigeração por absorção para produção de gelo que esteve instalado no Hospital da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Esta unidade, que foi construída pela empresa MADEF S.A. (RS, Brasil), tem como fluido de trabalho o par refrigerante amônia-água, capacidade frigorífica nominal de 23,2 kW e temperatura de evaporação de -10°C . A fonte de calor utilizada foi vapor de processo a 0,2 MPa (obtido das caldeiras do HC-UNICAMP) e aproximadamente 130°C , com uma potência equivalente de 46,5 kW. Para realizar a avaliação foi montada a infraestrutura necessária para instalação e operação do sistema, assim como a câmara para a estocagem do gelo produzido. Os resultados da avaliação apresentaram um COP de 0,36 e eficiência exergética de 0,10.

Em outro trabalho de Martins (1996), são apresentadas simulações de escoamento, de transferência de calor e massa da mistura gasosa amônia-hidrogênio em convecção natural, em um sistema de refrigeração por absorção com gás inerte (sistema Plantem-Munters). Os fenômenos de transporte envolvidos em cada um dos equipamentos do circuito foram descritos através das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, energia e espécies químicas. Os resultados obtidos mostram que os fatores geométricos são os que mais influenciam o comportamento do sistema.

Pratts (1997), fez um estudo com a finalidade de melhorar um sistema de refrigeração por absorção amônia-água para fabricação de gelo. Assim, no trabalho o autor tenta determinar as melhoras tecnológicas que devem ser feitas em um sistema de refrigeração deste tipo. O estudo foi realizado sob a planta que estava instalada no HC-UNICAMP. Avaliações energéticas e exergéticas foram feitas neste sistema. Entre os resultados obtidos nesse estudo estão: o coeficiente de performance de 0,42; e que as maiores irreversibilidades (32%) estiveram no conjunto gerador-coluna de retificação.

Zukowski (1999), desenvolveu um estudo de sensibilidade do sistema de refrigeração por absorção amônia-água para produção de gelo, instalado no HC-UNICAMP (construído por MADEF S. A.). Zukowski propõe a otimização do sistema utilizando uma metodologia estatística de análise (Método da Superfície de Resposta), apresentando funções objetivo que relacionam

parâmetros de operação (pressão de vapor de água, tempo de ciclo etc.), a eficiência exergetica, o COP, e a taxa de produção de gelo. Os resultados obtidos mostram que a metodologia aplicada é apropriada para a análise deste tipo de sistemas.

Rodríguez (1999), realizou uma análise teórica experimental, no qual foi analisado e simulado um sistema de absorção amônia-água para produção de gelo em escamas. Neste trabalho é apresentada uma modelagem do sistema em regime permanente, assim como uma modelagem do evaporador e sua operação em regime transiente. Na parte final é apresentada também uma modelagem dinâmica de todo o sistema integrado. O sistema analisado foi aquele instalado no HC-UNICAMP construído por MADEF S. A. Os resultados de Rodríguez mostram que os valores médios obtidos por via experimental, comparados com os valores das simulações, tiveram uma margem de erro bem estreita (menor que 10% no regime permanente, enquanto para o regime transiente as diferenças foram menores que 20%). O coeficiente de desempenho (COP) real do sistema foi de 0,413, relativamente baixo em relação ao COP obtido a partir das simulações (0,45).

Em outro trabalho, Pratts (2002) realizou análise e simulação do absorvedor de bolha horizontal com resfriamento evaporativo do sistema de absorção amônia-água. O modelo desenvolvido inclui os fenômenos termodinâmicos e de transferência de calor e massa. O modelo foi estabelecido para regime permanente. Os resultados obtidos mostraram a possibilidade do uso de absorvedores evaporativos em sistemas de absorção amônia-água de qualquer capacidade, ou seja,, o modelo possibilita o projeto e otimização de absorvedores evaporativos para sistemas de absorção com capacidades e condições de operação diferentes.

Cruz (2004), realiza um estudo onde é avaliada a introdução de sistemas de refrigeração amônia/água junto aos sistemas de cogeração no sistema isolado do interior do Estado de Amazonas. O panorama da geração isolada de energia elétrica quanto às características técnicas e econômicas, assim como o mercado de conservação de pescado no interior do Estado de Amazonas, é analisado.

Nascimento (2004), desenvolveu uma análise teórica da utilização do babaçu (carvão de babaçu) como fonte energética. Um estudo de caso em municípios maranhenses foi realizado visando diagnosticar aspectos que relacionam o homem do campo com essa biomassa. O sistema de refrigeração estudado era composto por uma geladeira de absorção tipo Platen-Munters, a qual foi acoplada ao forno acionado com carvão de babaçu através de um termosifão bifásico fechado.

Os resultados obtidos decorreram de uma análise comparativa a um experimento já realizado com um sistema similar, movido a um fogão à lenha (Martins, 1989).

Pereira (2004) realizou um estudo relacionado a Energia e Sustentabilidade, onde são apresentados dados de fluxos de energia que chegam na Terra, fontes de energia primária e seu fluxo anual. É indicado também que a dependência por combustíveis fósseis é, e será, muito grande nas décadas seguintes e que a redução dessa dependência, assim como a necessidade da redução de CO₂, é imperativa.

Em um outro trabalho Pereira et al. (2002) realizaram uma avaliação energética, exergética e emergética para sistemas de refrigeração. Os sistemas analisados no trabalho foram: i) um sistema convencional de compressão de vapor trabalhando com amônia e, ii) um sistema de refrigeração por absorção com fluido de trabalho água-amônia. O sistema de absorção foi analisado considerando dois casos: acionado por calor recuperado de gás de forno e acionado por óleo combustível. Os resultados obtidos indicam o sistema de absorção acionado com calor recuperado de gás de forno como o mais atrativo do ponto de vista exergético e emergético. Assim, de acordo com a análise exergética o sistema requer apenas 27% da exergia requerida pelo sistema de compressão, enquanto a análise emergética mostrou que necessita 43% da energia requerida pelo sistema de compressão. Por outro lado, o sistema de compressão necessita da metade da exergia requerida pelo sistema de absorção acionado por óleo combustível.

Capítulo 4

Cálculo da exergia da solução água brometo de lítio (H₂O/LiBr)

Na bibliografia existem artigos aplicando a análise exérgica e termoeconômica para sistemas de refrigeração por absorção que utilizam como fluido de trabalho a solução H₂O/LiBr. Nesses tipos de estudos é necessário fazer o cálculo da exergia do fluido de trabalho em diferentes pontos do sistema. Infelizmente, nos trabalhos até hoje encontrados (Talbi e Agnew, 2000; Misra et al., 2002 e 2005; Sencan et al., 2005), a exergia da solução é calculada considerando apenas a sua componente térmica (exergia física), a exergia química não é considerada. No presente capítulo pretende-se demonstrar que a exergia química é uma parcela importante no cálculo da exergia total da solução, e deve ser levada em conta nos balanços e no cálculo das irreversibilidades. Uma proposta metodológica para o cálculo da exergia da solução H₂O/LiBr é apresentada. Não foram encontradas, na literatura, propostas específicas para o cálculo da atividade do brometo de lítio na solução, nem para a exergia química da mesma, com exceção do trabalho de Palacios et al. (2006).

4.1 Propriedades da solução de água-brometo de lítio

Para o cálculo da exergia de soluções, as propriedades termodinâmicas são muito importantes. A entalpia específica e a entropia específica são importantes para o cálculo da exergia física, e a consideração da atividade dos componentes da solução é importante para o cálculo da exergia de mistura (Kotas, 1995 e Szargut et al., 1998).

Vários estudos termodinâmicos foram feitos no passado tentando descrever as propriedades da solução de brometo de lítio. Desses estudos, o mais conhecido é provavelmente o trabalho de

MacNelly (1979). O autor desenvolveu correlações numéricas para o cálculo da entalpia da solução para uma ampla faixa de concentrações e temperaturas (Kim e Infante Ferreira, 2006).

Koheler et al. (1988) apresentaram correlações numéricas para o cálculo da entropia da solução H₂O/LiBr. O estado de referência no seu artigo foi $s=0$ kJ/kg para água líquida a 0°C e $s=0$ kJ/kg para LiBr cristalino a 25°C. As correlações fornecidas foram obtidas para a faixa de 0°C < T < 100°C e 0% < X < 70%.

Patterson e Pérez Blanco (1988) apresentaram correlações para as propriedades termodinâmicas e de transporte da solução H₂O/LiBr. No trabalho não são apresentadas correlações numéricas para a entropia, mas é apresentada uma extensão do trabalho de McNelly (1979) para o cálculo da entalpia. Essas correlações foram fornecidas para a faixa de 0 °C < T < 180°C e 0% < X < 70% (Kim e Infante Ferreira, 2006).

Aphornratana e Eames (1995) apresentaram um método para o cálculo da entropia da solução H₂O/LiBr, obtida a partir de uma modificação dos métodos de Koheler et al. (1988) e Anand e Kumar (1987). No trabalho um gráfico com valores de entropia em função da temperatura e concentração para a faixa de 10°C < T < 200°C e 20% < X < 70% é apresentado.

Chua et al. (2000) realizaram um interessante trabalho ao obter correlações para a entropia e a entalpia da solução H₂O/LiBr. No artigo é apresentada uma tabela com dados de entalpia e entropia para diferentes temperaturas e concentrações (0°C < T < 190°C e 0% < X < 75%) .

Kaita (2001) apresentou correlações numéricas para o cálculo da entalpia e da entropia da solução H₂O/LiBr para altas temperaturas. O trabalho foi desenvolvido para ser usado na modelagem de um sistema de refrigeração por absorção de triplo efeito. As correlações fornecem valores de entalpia e entropia para uma faixa de 40°C < T < 210°C e 40% < X < 65%.

Em um estudo mais recente Kim e Infante Ferreira (2006) apresentam correlações para o cálculo da entalpia, entropia, coeficiente osmótico e energia livre de Gibbs da solução H₂O/LiBr para uma faixa de 0°C < T < 210°C e 0% < X < 70%. Por ser o trabalho mais recente, e com correlações completas, as correlações propostas por estes autores serão adotadas.

4.1.1 Entalpia

A entalpia da solução H₂O/LiBr será calculada segundo o procedimento descrito no trabalho de Kim e Infante Ferreira (2006):

$$\bar{h} = y_{LiBr} \cdot \bar{h}_{LiBr(T,P)}^{\infty} + (1 - y_{LiBr}) \cdot \bar{h}_{H_2O(T,P)}^l + \bar{h}_{(T,P,m)}^E \quad (4.1)$$

onde o termo $\bar{h}_{LiBr(T,P)}^{\infty}$ é a *entalpia molar do fluido ideal de LiBr*, $\bar{h}_{H_2O(T,P)}^l$ é a entalpia molar da água pura e $\bar{h}_{(T,P,m)}^E$ é o excesso de entalpia. Estes termos podem ser calculados através das Eqs. (4.2), (4.3) e (4.4). Os valores das constantes empregadas nas equações são apresentados na Tabela 1.

$$\bar{h}_{LiBr}^{\infty} = \bar{h}_{LiBr;0}^{\infty} + \int_{T_0}^T C_{p LiBr}^{\infty} dT - \left[v_{LiBr}^{\infty} - T \left(\frac{\partial v_{LiBr}^{\infty}}{\partial T} \right) \right] (P - P_0^*) \quad (4.2)$$

$$\bar{h}_{H_2O}^l = \bar{h}_{H_2O;0}^l + \int_{T_0}^T C_{p H_2O}^l dT - \int_{P_0^*}^P \left[v_{H_2O}^l - T \left(\frac{\partial v_{H_2O}^l}{\partial T} \right)_p \right] dP \quad (4.3)$$

$$\bar{h}^E = -y_{LiBr} \cdot v_s \cdot \bar{R} \cdot T^2 \sum_{j=1}^6 \frac{2}{i} \left(\frac{\partial a_i}{\partial T} + \frac{i}{2 \cdot v_s} \frac{\partial b_i}{\partial T} P \right) m^{i/2} \quad (4.4)$$

Onde:

v_s : Número de dissociação do soluto (para o caso do LiBr $v_s = 2$).

$$C_{p LiBr}^{\infty} = \bar{R} \cdot T^{-2} \sum_{j=0}^2 \frac{c_j}{T^j} \quad (4.5)$$

$$v_{LiBr}^{\infty} = \bar{R} \cdot T \cdot b_0 \quad (4.6)$$

$$C_{p H_2O}^l = \bar{R} \cdot \sum_{j=0}^2 d_j \cdot T^j \quad (4.7)$$

$$v_{H_2O}^l = R \cdot \sum_{j=0}^2 e_j \cdot T^j \quad (4.8)$$

$$a_i = \sum_{j=0}^2 a_{ij} \cdot T^{-j} \quad (4.9)$$

$$b_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} \cdot T^{-j} \quad (4.10)$$

Como já vem sendo feito por diversos autores (ASHRAE, 2001; Chua et al., 2000; Kim e Infante Ferreira, 2006), os valores de referência adotados para a entalpia são os da água pura e o da solução com diluição de 50%, a 0°C.

Finalmente, a entalpia da solução pode ser expressa em kJ/kg:

$$h = \frac{\bar{h}}{\bar{M}_{sol}} \text{ [kJ/kg]} \quad (4.11)$$

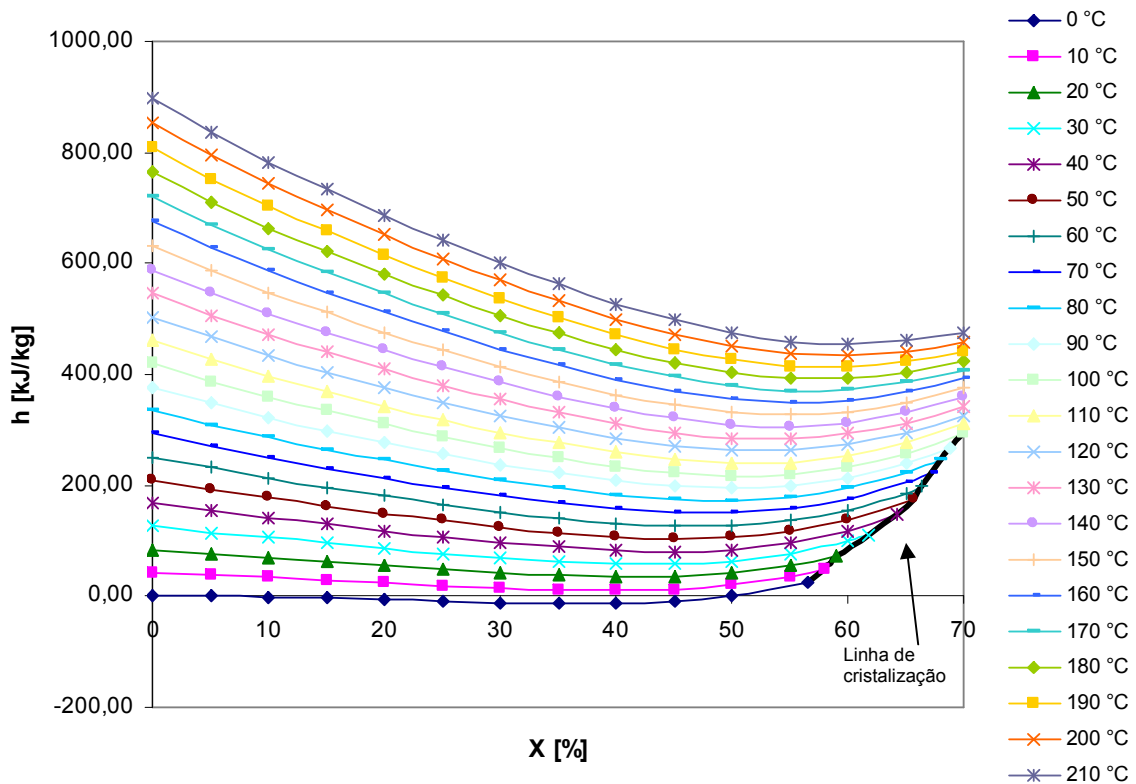


Figura 4.1 - Entalpia das soluções de brometo de lítio e água, em função da concentração, para diferentes temperaturas.

4.1.2 Entropia

Para o cálculo da entropia da solução de água/brometo de lítio serão utilizadas as correlações de Kim e Infante Ferreira (2006):

$$\bar{s} = y_{LiBr} \cdot \bar{s}_{LiBr(T,P)}^{\infty} + (1 - y_{LiBr}) \cdot \bar{s}_{H_2O(T,P)}^l - y_{LiBr} \cdot \nu_s \cdot \bar{R} \cdot \left[\ln \left(\frac{m}{m_0} \right) - 1 \right] + \bar{s}_{(T,P,m)}^E \quad [\text{kJ/kmol-K}] \quad (4.12)$$

Onde o termo $\bar{s}_{LiBr(T,P)}^{\infty}$ é a entropia molar do fluido ideal de LiBr, e $\bar{s}_{H_2O(T,P)}^l$ é a entropia molar de água pura.

O terceiro termo é a geração de entropia numa mistura ideal (m_0 é a molalidade padrão: $m_0=0,001\text{kmol/kg}$ de solvente) e o último termo $\bar{s}_{(T,P,m)}^E$ é a geração de entropia adicional para

um processo de mistura real. Estes termos podem ser calculados com as Eq. (4.13), (4.14) e (4.15). Os valores das constantes empregadas nas equações são apresentados na Tabela 4.1.

$$\bar{s}_{LiBr}^{\infty} = \bar{s}_{LiBr;0}^{\infty} + \int_{T_0}^T \frac{C_{pLiBr}^{\infty}}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial v_{LiBr}^{\infty}}{\partial T} \right)_p dP \quad (4.13)$$

$$\bar{s}_{H2O}^l = \bar{s}_{H2O;0}^l + \int_{T_0}^T \frac{C_{pH2O}^l}{T} dT - \int_{p_0^*}^p \left(\frac{\partial v_{H2O}^l}{\partial T} \right)_p dP \quad (4.14)$$

$$\bar{s}^E = y_{LiBr} \cdot v_s \cdot \bar{R} \cdot \sum_{j=1}^6 \left[a_j + \frac{i \cdot b_j}{2 \cdot v_s} P + T \cdot \left(\frac{\partial a_j}{\partial T} + \frac{i}{2 \cdot v_s} \frac{\partial b_j}{\partial T} P \right) \right] \cdot m^{i/2} \quad (4.15)$$

Tabela 4.1 - Constantes das equações

	j = 0	j = 1	j = 2
a_{1j}	-2,19631551x10 ¹	+4,9372316x10 ³	-6,5548406x10 ⁵
a_{2j}	-3,8104752x10 ³	+2,6115345x10 ⁶	-3,6699691x10 ⁸
a_{3j}	+1,2280854x10 ⁵	-7,7187923x10 ⁷	+1,0398560x10 ¹⁰
a_{4j}	-1,4716737x10 ⁶	+9,1952848x10 ⁸	-1,1894502x10 ¹¹
a_{5j}	+7,7658213x10 ⁶	-4,9375666x10 ⁹	+6,3175547x10 ¹¹
a_{6j}	-1,5118922x10 ⁷	+9,8399744x10 ⁹	-1,2737898x10 ¹²
b_{0j}	-4,4178654x10 ⁻⁵	+3,1148992x10 ⁻²	-4,36112260
b_{1j}	+3,0793992x10 ⁻⁴	-1,8632098x10 ⁻¹	+2,7387137x10 ¹
b_{2j}	-4,0807943x10 ⁻⁴	+2,1607955x10 ⁻¹	-2,5175971x10 ¹
c_j	-9,4401336x10 ⁵	-5,8423257x10 ⁸	0
d_j	+1,1971933x10 ¹	-1,8305511x10 ⁻²	+2,8709378x10 ⁻⁵
e_j	+2,6629961x10 ⁻³	-3,8651891x10 ⁻⁶	+7,4648411x10 ⁻⁹
$\bar{h}_{LiBr;0}^{\infty}$ [kJ/kmol]	-57,1521	$\bar{h}_{H2O;0}^l$ [kJ/kmol]	0
$\bar{s}_{LiBr;0}^{\infty}$ [kJ/kmol-K]	+47,5562	$\bar{s}_{H2O;0}^l$ [kJ/kmol-K]	0
T_0 [K]	273,15 K	p_0^* [kPa]	0,6108

Fonte: Kim e Infante Ferreira, 2006

Os valores de $\bar{s}_{LiBr;0}^{\infty}$ e $\bar{s}_{H2O;0}^l$ são apresentados na tabela 4.1. O valor zero de entropia (referência) foi adotado para água pura e para a solução a 50 % em base mássica, a uma temperatura de 0 °C, a mesma referência utilizada para a entalpia (Chua et al., 2000; Kim e Infante Ferreira, 2006).

Finalmente, a entropia da solução pode ser expressa em kJ/kg-K:

$$s = \frac{\bar{s}}{\bar{M}_{sol}} \text{ [kJ/kg-K]} \quad (4.16)$$

A figura 4.2 mostra os resultados de entropia calculados com as equações anteriores. Faixa de validade da equação (4.12): concentrações mássicas de LiBr, x de 0% até 70% e temperaturas de solução T de 0 °C até 210 °C.

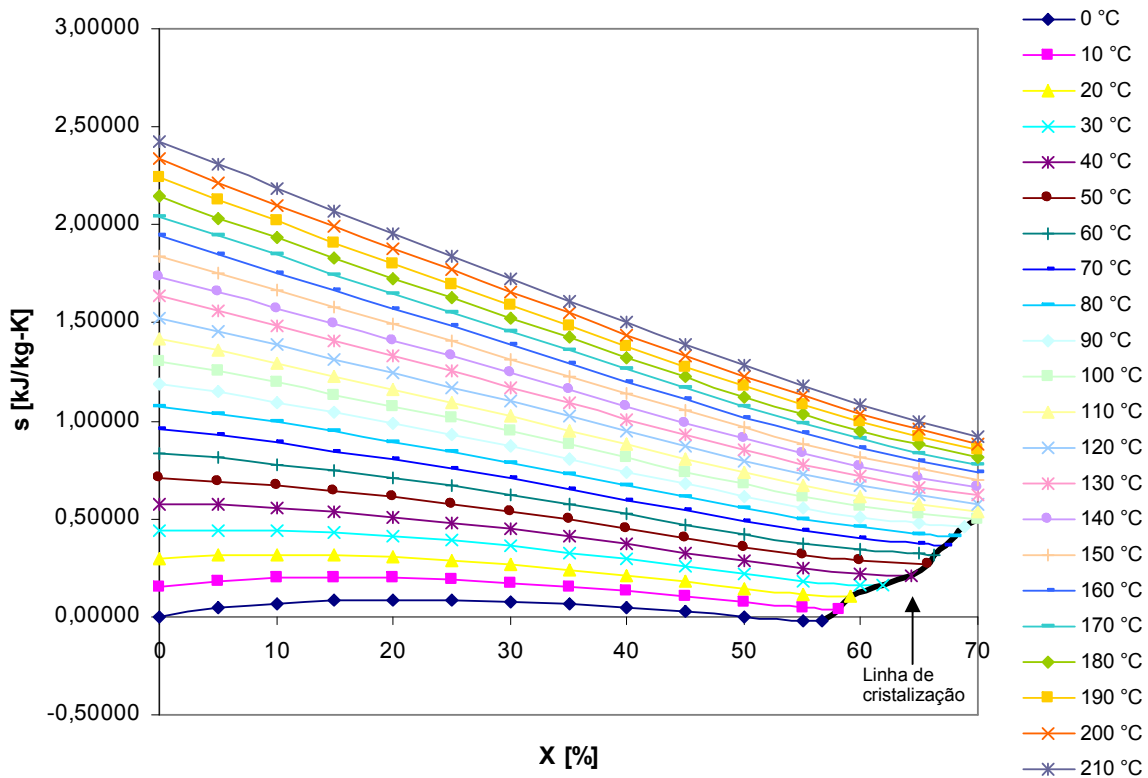


Figura 4.2 - Entropia das soluções de brometo de lítio e água em função da concentração, para diferentes temperaturas.

4.1.3 Atividades

A atividade da água na solução pode ser calculada a partir da seguinte expressão (Zafarani et al., 2001; Nasehzadeh et al., 2004; Safarov, 2005; Lin e Lee, 2005 e Amado e Blanco, 2005):

$$\ln(a_{H_2O}) = -\phi \cdot v_s \cdot m \cdot \bar{M}_{H_2O} \quad (4.17)$$

4.1.3.1 Molalidade

A molalidade normalmente é definida como o número de moles por quilogramas de solvente. No presente cálculo, segundo o procedimento reportado por Kim e Infante Ferreira (2006), a molalidade é redefinida em kmol de soluto por quilograma de solvente.

A molalidade pode ser calculada a partir da fração molar (y_{LiBr}) ou da concentração do LiBr (x_{LiBr}), conforme Eq. (4.18):

$$m = \frac{x_{LiBr}}{(1 - x_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{LiBr}} = \frac{y_{LiBr}}{(1 - y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \quad [\text{kmol/kg de solvente}] \quad (4.18)$$

4.1.3.2 Coeficiente osmótico

Kim e Infante Ferreira (2006) apresentam a seguinte expressão para o cálculo do coeficiente osmótico da solução H₂O/LiBr.

$$\phi = 1 + \sum_{i=1}^6 a_i \cdot m^{i/2} + \frac{P}{2 \cdot v_s} \sum_{i=1}^2 i \cdot b_i \cdot m^{i/2} \quad (4.19)$$

Os termos a_i e b_i são calculados com as Eq. (4.9) e (4.10).

4.1.3.3 Cálculo da atividade do LiBr na solução

A atividade do LiBr na solução pode ser obtida através da atividade da água na solução aplicando a equação de Gibbs-Duhem Eq. (4.20), seguindo o método descrito por Balzhiser et al. (1980).

Este método é utilizado no cálculo do coeficiente de atividade de um componente não volátil quando são conhecidas as atividades das outras espécies (Balzhiser et al., 1980).

$$\int_1^2 d(\ln a_{LiBr}) = - \int_1^2 \frac{y_{H_2O}}{y_{LiBr}} d(\ln a_{H_2O}) \quad (4.20)$$

Os limites de integração foram definidos da seguinte maneira (Nebra e Fernández Parra, 2005):

Ponto 1: Estado genérico, y_{LiBr}

Ponto 2: Estado saturado, que corresponde ao estado de máxima solubilidade, $y_{LiBr;sat}$

O limite superior da integral foi adotado pois, neste estado a solução está em equilíbrio com o brometo de lítio puro, então o valor de referência para a atividade do LiBr neste ponto (ponto 2) corresponde à de LiBr puro ($a_{LiBr_2} = 1$)

Substituindo a Eq. (4.20) de acordo com Eq. (4.17), Eq. (4.18) e Eq. (4.19), após operar e integrar, obtém-se:

$$\ln(a_{LiBr}) = -v_s \left[\ln \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \right) + \sum_{i=1}^6 \frac{(i+2)}{i} \left(a_i + i \cdot \frac{P \cdot b_i}{2 \cdot v_s} \right) \left(\frac{y_{LiBr}}{(1-y_{LiBr}) \cdot \bar{M}_{H_2O}} \right)^{i/2} \right]_{y_{LiBr}}^{y_{LiBr;sat}} \quad (4.21)$$

Onde: $b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = 0$

Na figura 4.4 é apresentada a atividade da água e do LiBr na solução em função da fração mássica de LiBr.

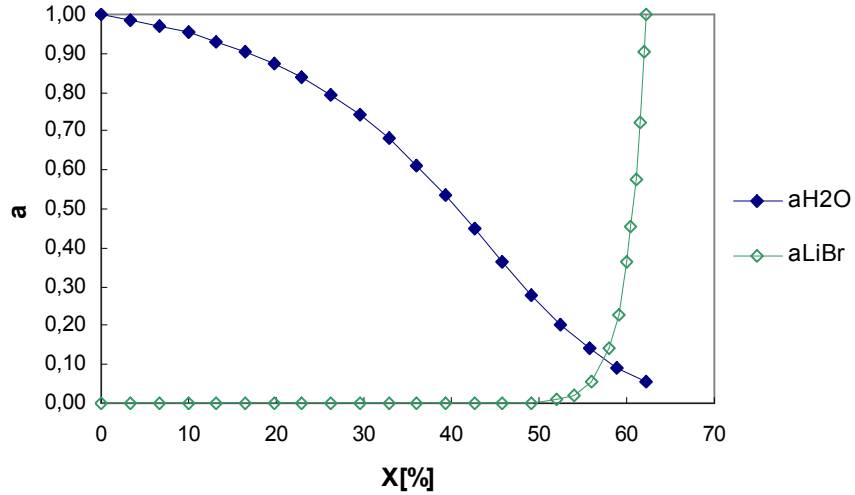


Figura 4.3 - Atividade da água e do LiBr na solução, a 25°C, em função da fração mássica de LiBr

4.2 Cálculo da exergia da solução de brometo de lítio – água

A exergia da solução água-brometo de lítio pode ser calculada através da soma da exergia física e a exergia química:

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (4.22)$$

4.2.1 Exergia física

A exergia física é o máximo trabalho disponível quando o sistema é levado do seu estado inicial (T, P) até o estado de referência (T_0, P_0) mediante um processo reversível, trocando calor apenas com o meio ambiente de referência. A exergia física pode ser calculada com a seguinte expressão:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.23)$$

O gráfico da figura 4.4 apresenta a exergia física calculada a partir da Eq. (4.23), para concentrações mássicas de LiBr, x de 0% a 70% e diferentes temperaturas T . O estado de referência adotado foi $T_0 = 25\text{ °C}$, e $P_0 = 101,325\text{ kPa}$.

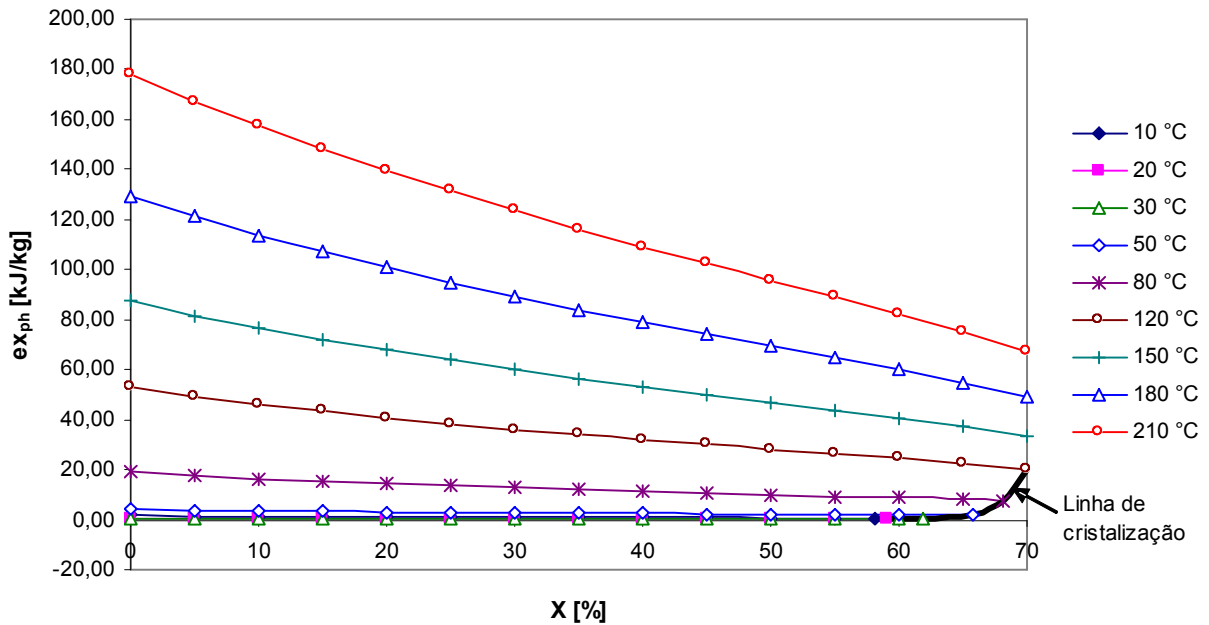


Figura 4.4 - Exergia física da solução H₂O/LiBr, em função da concentração, em base mássica do LiBr.

4.2.2 Exergia química

A exergia química é o máximo trabalho que se pode obter quando a substância em consideração é levada do estado de equilíbrio de pressão e temperatura com o ambiente (estado morto restrito) até o estado de equilíbrio de concentrações com o ambiente (estado morto irrestrito) mediante processos que envolvem troca de calor e massa com o meio ambiente. Uma vez que a solução H₂O/LiBr é uma solução não ideal, para o cálculo da exergia química é usada a seguinte expressão (Kotas, 1995), em função das atividades e das exergias de referência dos componentes puros:

$$ex_{ch} = 1/\bar{M}_{sol} [\sum_{i=1}^n y_i \cdot \tilde{\varepsilon}_i^0 + \bar{R} \cdot T_0 \sum_{i=1}^n y_i \cdot \ln a_i] \quad (4.24)$$

Para o caso da solução H₂O/LiBr:

$$ex_{ch} = 1/\bar{M}_{sol} [y_{H_2O} \cdot \tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 + \bar{R} \cdot T_0 (y_{H_2O} \cdot \ln(a_{H_2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr}))] \quad (4.25)$$

Na exergia química pode-se distinguir duas parcelas:

- Exergia química de referência dos componentes puros:

$$ex_{ch;0} = 1/\bar{M}_{sol} [y_{H_2O} \cdot \tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 + y_{LiBr} \cdot \tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0] \quad (4.26)$$

- Destruição de exergia química devida ao processo de dissolução:

$$ex_{ch;mist} = \frac{\bar{R} \cdot T_0}{\bar{M}_{sol}} (y_{H_2O} \cdot \ln(a_{H_2O}) + y_{LiBr} \cdot \ln(a_{LiBr})) \quad (4.27)$$

4.2.3 Exergias químicas padrão

Foi adotado o ambiente de referência proposto por Szargut et al. (1988) para o cálculo das exergias químicas dos componentes puros. As exergias químicas padrão para a água, o lítio e o bromo foram encontrados no texto de Szargut et al. (1988):

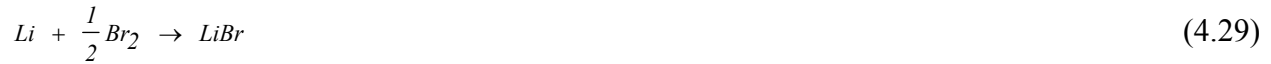
$$\tilde{\varepsilon}_{H_2O}^0 = 0,9 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Li}^0 = 393 \text{ kJ/mol}$$

$$\tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 = 101,2 \text{ kJ/mol}$$

O cálculo da exergia química padrão para o composto LiBr pode ser determinado segundo proposto por Kotas (1995), na forma.

$$\tilde{\varepsilon}^0 = \Delta\tilde{g}_f^0 + \sum_{i=1}^n \tilde{\varepsilon}_{el}^0 \quad (4.28)$$



$$\tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 = \Delta\tilde{g}_{f, LiBr}^0 + \tilde{\varepsilon}_{Li}^0 + \frac{1}{2} \tilde{\varepsilon}_{Br_2}^0 \quad (4.30)$$

$$\Delta\tilde{g}_{f, LiBr}^0 = -342,0 \text{ kJ/mol (CRC PRESS, 2000)}$$

A Eq. (4.29) deu como resultado: $\tilde{\varepsilon}_{LiBr}^0 = 101,6 \text{ kJ/mol}$. Este valor será usado depois na Eq. (4.25) para o cálculo da exergia química da solução H₂O/LiBr.

O gráfico da Fig. 4.5 apresenta a parcela da exergia química calculada em função das exergias padrão dos constituintes da solução ($ex_{ch,0}$), como indicado na Eq. (4.26). O gráfico da Fig. 4.6 apresenta a variação da exergia química devida à dissolução, calculada segundo a Eq. (4.27).

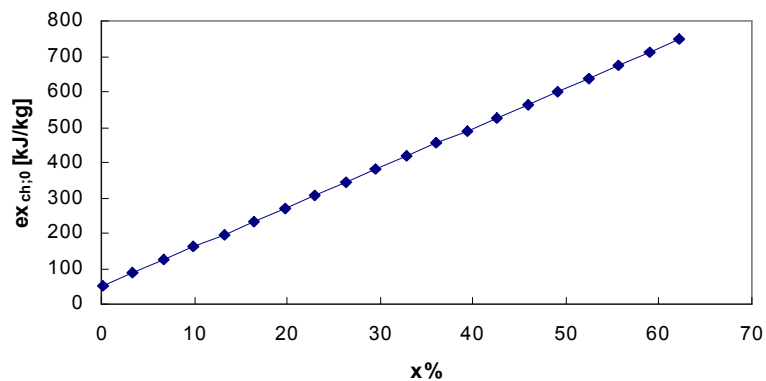


Figura 4.5 - Parcela da exergia química da solução H₂O/LiBr calculada em função das exergias padrão, em função da concentração, em base mássica do LiBr.

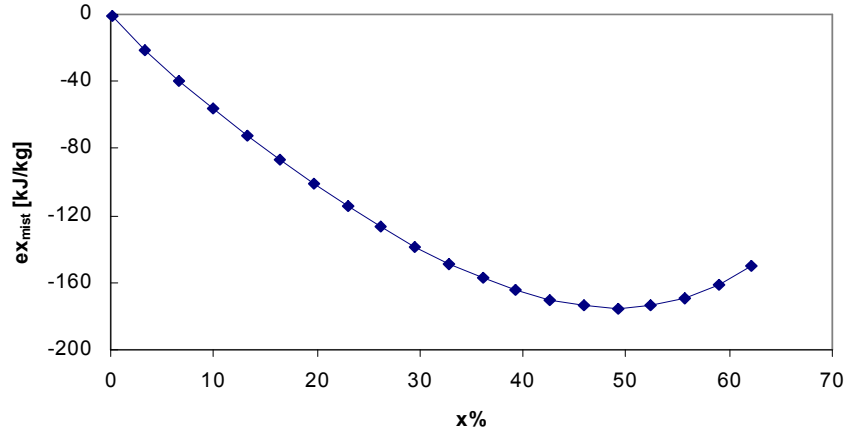


Figura 4.6 - Variação da Exergia química da solução de H₂O/LiBr pelo efeito de dissolução (Eq. (4.27)), a 25 °C em função da concentração, em base mássica do LiBr.

Finalmente, na Fig. 4.7 são apresentados valores da exergia química da solução H₂O/LiBr calculada a partir da Eq. (4.25), e na Fig. 4.8 é apresentada a exergia total, somando as parcelas física e química, calculadas a partir da Eq. (4.22).

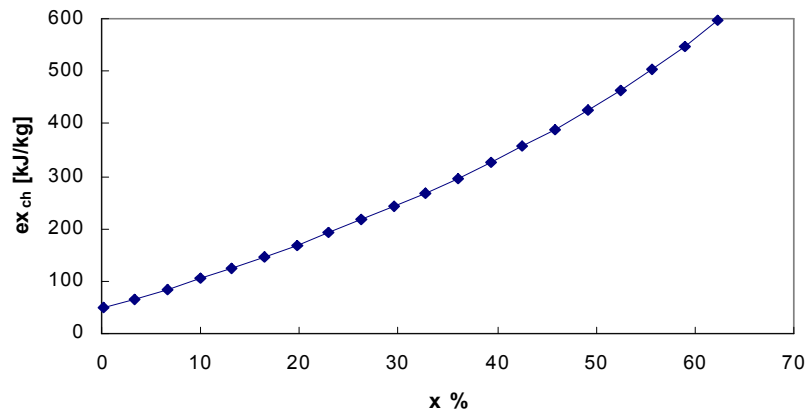


Figura 4.7. Exergia química total da solução H₂O/LiBr a 25°C em função da concentração em base mássica do LiBr.

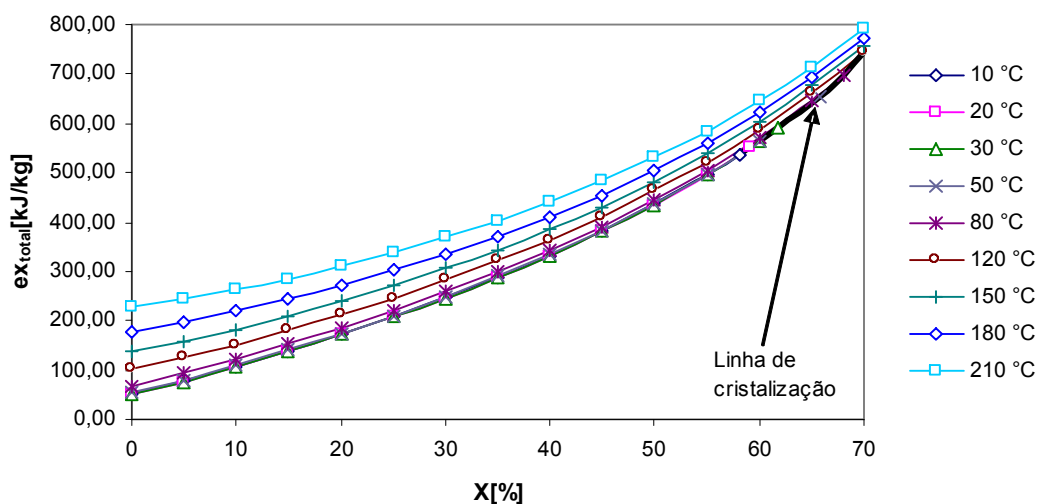


Figura 4.8 - Exergia total (química e física) da solução H₂O/LiBr em função da concentração em base mássica do LiBr.

Na figura 4.9 é apresentada a porcentagem que representa a exergia química em relação a exergia total da solução. Pode ser observado que as maiores porcentagens da exergia química são encontradas para menores temperaturas de solução e maiores concentrações de LiBr.

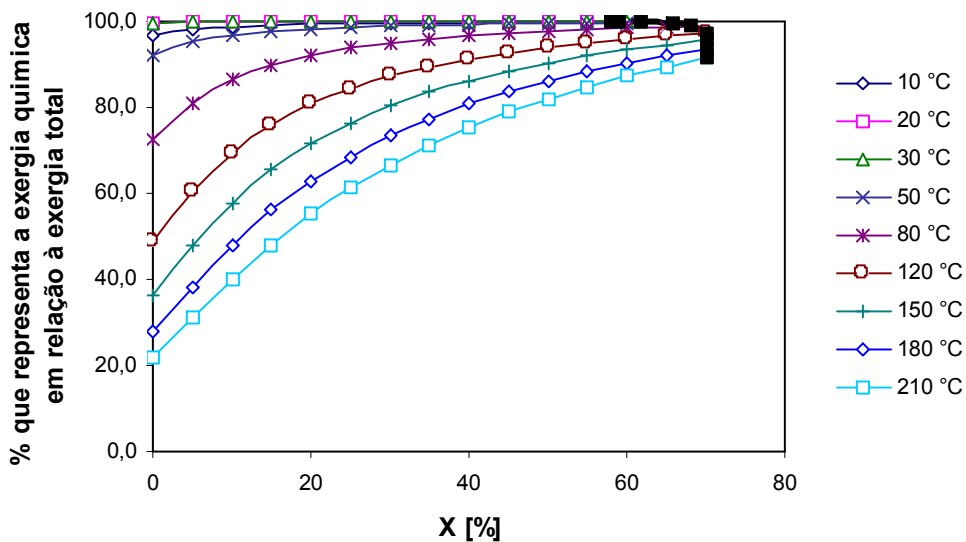


Figura 4.9 Porcentagem que representa a exergia química em relação à exergia total para diferentes concentrações de LiBr (X%) e para diferentes temperaturas

Capítulo 5

Análise termodinâmica e exérgica dos sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples e duplo efeito

No presente capítulo é feita a análise termodinâmica e exérgica dos sistemas de refrigeração por absorção, com fluido de trabalho H₂O/LiBr, de simples e duplo efeito. O caso do sistema de queima direta também é considerado.

Na análise termodinâmica são aplicadas equações de balanço de massa e de energia. Equações de transferência de calor também são aplicadas para complementar a análise (Palacios et al., 2007).

Na análise exérgica, a irreversibilidade e a eficiência de segunda lei da termodinâmica são calculadas em cada componente do sistema. A exérgia total de cada fluxo foi calculada levando em conta as parcelas física e química da exérgia. A exérgia química foi considerada no cálculo, uma vez que existem mudanças na concentração da solução de H₂O/LiBr no sistema. Para o cálculo das propriedades da solução de H₂O/LiBr foi utilizada a metodologia apresentada no capítulo 4.

5.1 Análise termodinâmica

Para a modelagem do sistema de refrigeração por absorção foram utilizadas equações de balanço de energia (1^{ra} lei da termodinâmica) e balanço de massa em cada componente.

A metodologia utilizada para realizar a análise termodinâmica foi adotada de Herold et al. (1996), e o cálculo das propriedades da solução H₂O/LiBr foi realizado seguindo o procedimento de cálculo de Kim e Infante Ferreira (2006) e o desenvolvimento feito no Capítulo 4 deste trabalho.

5.1.1 Sistema de simples efeito

Para a análise do sistema de simples efeito foram considerados os elementos internos do sistema de refrigeração por absorção, como são os trocadores de calor (gerador, absorvedor, condensador, evaporador e trocador de calor de solução), as válvulas de expansão e a bomba de solução. Além dos elementos internos do sistema de refrigeração por absorção foram analisadas a bomba de água de resfriamento e a torre de resfriamento. Na figura 5.1 é apresentado o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com a torre de resfriamento.

Equações de transferência de calor são aplicadas também em cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção, segundo o Modelo com Transferência de Calor de Herold et al. (1996), com a finalidade de incluir na análise os efeitos dos processos de troca térmica entre o ciclo interno e os fluxos externos. Isto é referente à consideração dos fluxos externos ao sistema na análise, assim como as temperaturas à que são fornecidos estes fluxos. Assim, por exemplo, estão: a água de resfriamento no condensador e no absorvedor, a água gelada no evaporador, e o fluido quente no gerador. O Modelo com Transferência de Calor implica a utilização de equações de transferência de calor, coeficientes de transferência de calor UA e o cálculo das temperaturas médias logarítmicas.

É importante mencionar também que a modelagem sem a aplicação das equações de transferência de calor precisa de maior quantidade de dados de entrada, como seriam as pressões alta e baixa do sistema, ou as concentrações na saída do absorvedor e na saída do gerador. Por outro lado, a análise sem a aplicação das equações de transferência de calor resulta em informações sobre os calores trocados em cada componente do sistema, considerando apenas o fluido de trabalho que circula no interior do mesmo e sem levar em conta os fluxos externos e as condições (temperatura) em que estes se encontram.

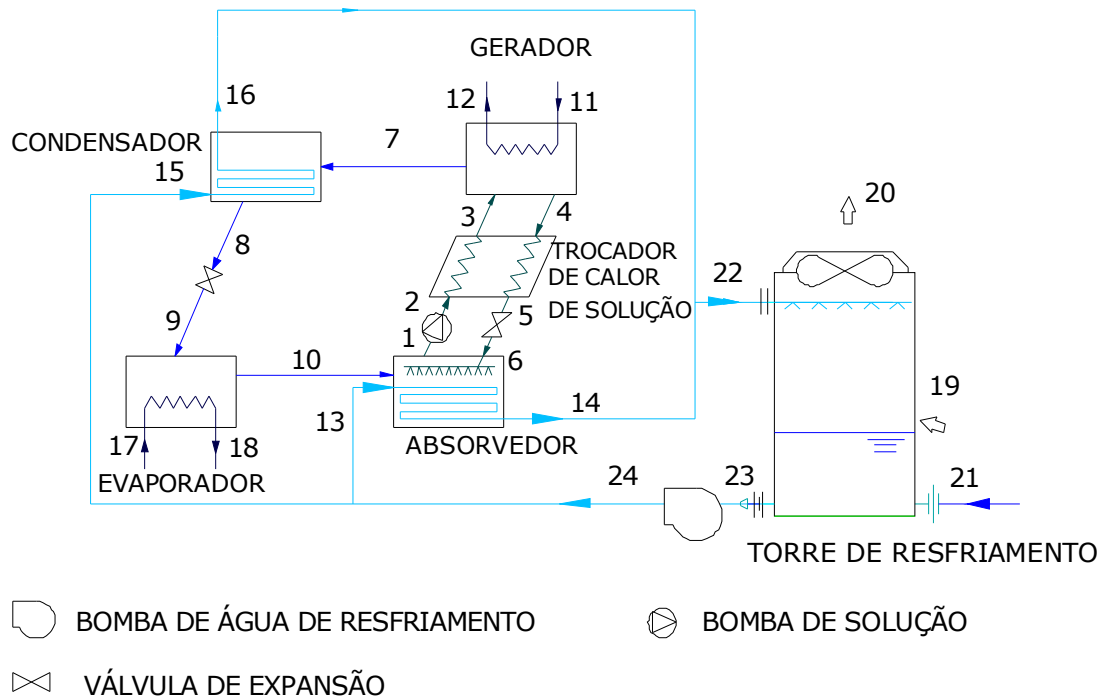
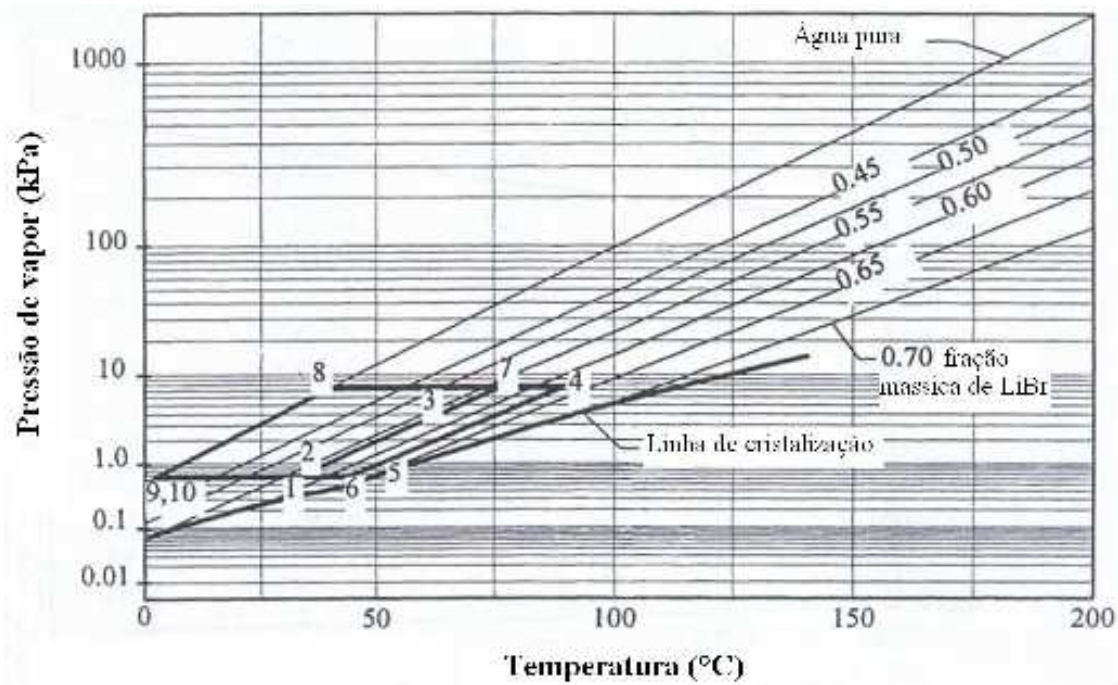


Figure 5.1 – Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito com torre de resfriamento

Na figura 5.2 é apresentado o diagrama de ciclo indicando pressão de vapor, temperatura e concentração da solução $H_2O/LiBr$ para o sistema de simples efeito.



Fonte: Herold et al., 1996

Figure 5.2 – Diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito

Para a modelagem destes trocadores de calor, são utilizadas equações de balanços de energia e massa em cada componente:

Considerando que não há perdas de calor para o ambiente:

Gerador:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7 \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_3 X_{LiBr;3} = \dot{m}_4 X_{LiBr;4} \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{gera} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12}) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{gera} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_3 h_3 \quad (5.5)$$

Condensador:

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{15} (h_{16} - h_{15}) \quad (5.9)$$

Absorvedor:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{13} (h_{14} - h_{13}) \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (5.13)$$

Evaporador:

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17} \quad (5.14)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (5.15)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) \quad (5.17)$$

Válvula de expansão de refrigerante:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (5.18)$$

$$h_8 = h_9 \quad (5.19)$$

Válvula de expansão de solução:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (5.20)$$

$$X_{LiBr;6} = X_{LiBr;5} \quad (5.21)$$

$$h_5 = h_6 \quad (5.22)$$

Trocador de calor de solução:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (5.23)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (5.24)$$

$$X_{LiBr;3} = X_{LiBr;2} \quad (5.25)$$

$$X_{LiBr;5} = X_{LiBr;4} \quad (5.26)$$

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) \quad (5.27)$$

$$\dot{Q}_{tc} = \dot{m}_4(h_4 - h_5) \quad (5.28)$$

Efetividade do trocador de calor (ε):

Segundo Incropera e De Witt (1996), a transferência de calor máxima possível que um trocador de calor pode alcançar, considerando que seja em contracorrente e de comprimento infinito, é obtida através da seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{qi} - T_{fs}) \quad (5.29)$$

Onde C_{\min} é a capacidade calorífica menor, podendo ser igual à capacidade do fluido frio (C_f) ou à capacidade do fluido quente (C_q) segundo a que for menor. Enquanto T_{qi} e T_{fs} são, respectivamente, as temperaturas do fluido quente que ingressa no trocador de calor e do fluido frio que sai dele. As capacidades caloríficas do fluido frio e do fluido quente são calculadas com as equações 5.30 e 5.31.

$$C_f = \dot{m}_f C_{p,f} \quad (5.30)$$

$$C_q = \dot{m}_q C_{p,q} \quad (5.31)$$

Finalmente a efetividade do trocador de calor é definida com a aplicação da equação 5.32:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (5.32)$$

Para o caso do trocador de calor de solução do sistema da figura 5.1, a efetividade pode ser expressa como:

$$\varepsilon = \frac{C_{f,2,3}(T_3 - T_2)}{C_{\min}(T_4 - T_2)} = \frac{C_{q,4,5}(T_4 - T_5)}{C_{\min}(T_4 - T_2)} \quad (5.33)$$

Os cálculos realizados indicaram que $C_{min} = C_{q,4,5}$. Então a efetividade do trocador de calor de solução pode ser calculada mediante:

$$\varepsilon = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_2)} \quad (5.34)$$

Bomba de solução:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (5.35)$$

$$X_{LiBr;2} = X_{LiBr;1} \quad (5.36)$$

$$\dot{W}_{b_sol} = \dot{m}_1 v_1 (P_{alta} - P_{baixa}) \quad (5.37)$$

$$\dot{W}_{b_sol} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (5.38)$$

Equações de transferência de calor

Gerador

No caso do gerador, não é considerado o efeito da temperatura do fluido sub-resfriado que ingressa no ponto 3 da figura 5.1. No seu lugar foi considerada, como temperatura de ingresso do fluido frio, a temperatura de saturação correspondente à pressão e à concentração de LiBr no ponto 3. Essa temperatura é a mesma do ponto 7 (Herold et al., 1996). Desta maneira, a temperatura media logarítmica no gerador é calculada através da equação 5.40.

$$\dot{Q}_{gera} = UA_{gera} \Delta Tm l_{gera} \quad (5.39)$$

$$\Delta Tm l_{gera} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11} - T_4}{T_{12} - T_7}\right)} \quad (5.40)$$

Na figura 5.3 podem ser observadas as temperaturas envolvidas na equação 5.40 em função da taxa de transferência de calor acumulada no gerador segundo os resultados obtidos na simulação do sistema.

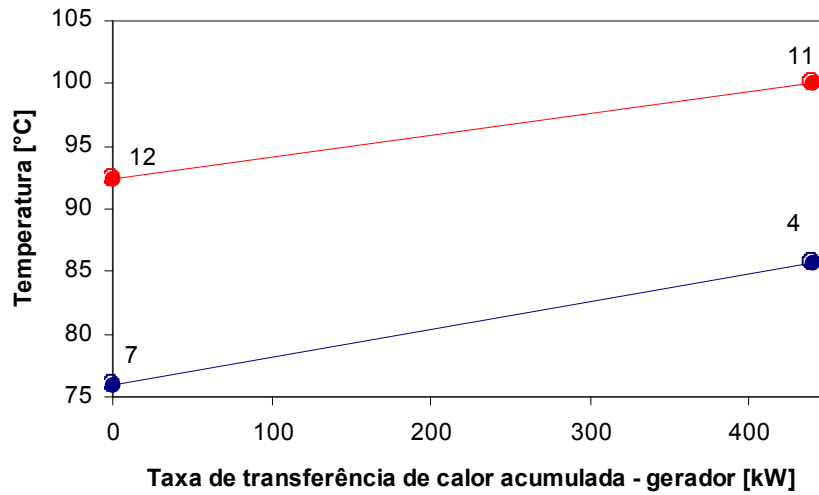


Figura 5.3: Diagrama da transferência de calor no gerador

Condensador

O diagrama de temperaturas do condensador é apresentado na figura 5.4 e a diferença de temperaturas média logarítmica é definida com a equação 5.42. Nesta equação não é considerado o efeito da temperatura da parte sobre-aquecida ($T_7 \rightarrow T_8$) (Herold et al., 1996).

$$\dot{Q}_{cond} = UA_{cond} \Delta Tm_{l_{cond}} \quad (5.41)$$

$$\Delta Tm_{l_{cond}} = \frac{(T_8 - T_{15}) - (T_8 - T_{16})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{15}}{T_8 - T_{16}}\right)} \quad (5.42)$$

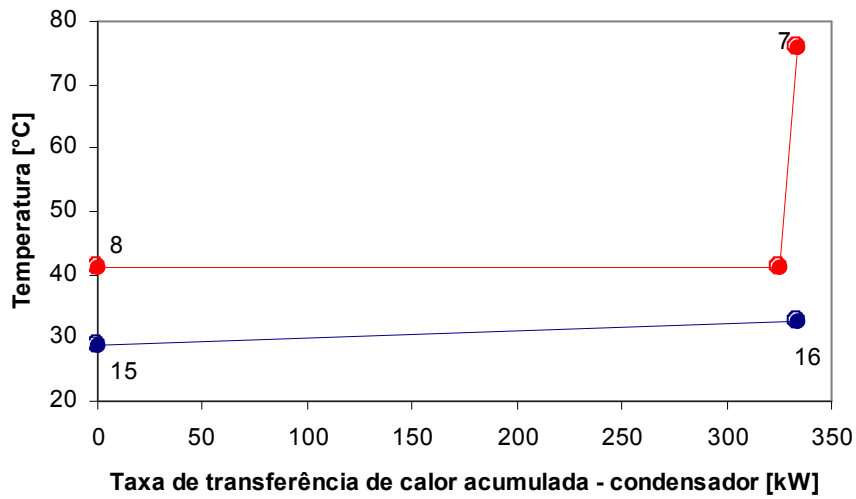


Figura 5.4: Diagrama da transferência de calor no condensador

Evaporador

No caso do evaporador, a diferença de temperatura média logarítmica é expressa através da equação 5.44. A figura 5.5 apresenta o diagrama do trocador de calor.

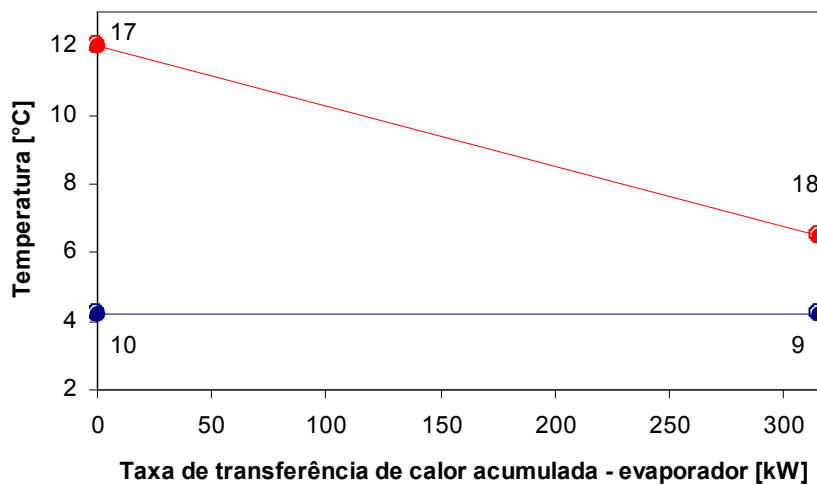


Figura 5.5: Diagrama da transferência de calor no evaporador

$$\dot{Q}_{evap} = UA_{evap} \Delta Tm_{evap} \quad (5.43)$$

$$\Delta Tm_{evap} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9}\right)} \quad (5.44)$$

Absorvedor

A diferença de temperatura média logarítmica, no caso do absorvedor, é expressa através da equação 5.46. A figura 5.6 mostra o diagrama. Neste trocador de calor não é considerado o efeito do fluxo em 10 (Herold et al., 1996), uma vez que esse fluxo é pequeno em comparação com os fluxos de solução.

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} \Delta Tm_{abs} \quad (5.45)$$

$$\Delta Tm_{abs} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad (5.46)$$

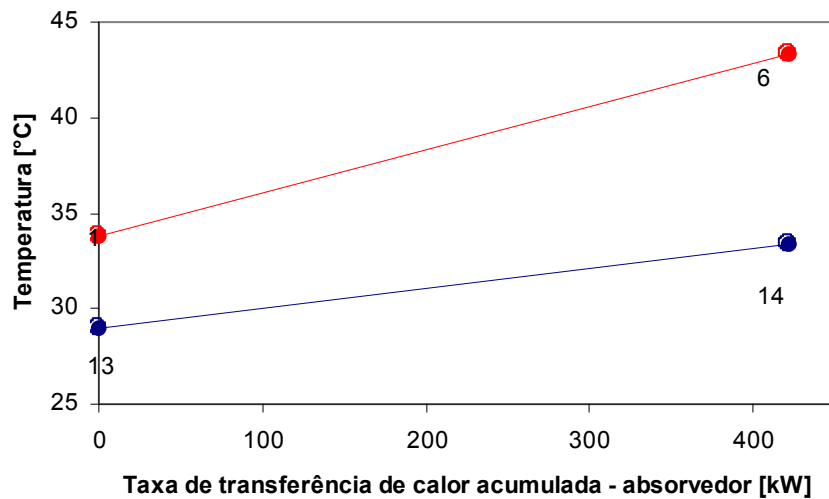


Figura 5.6: Diagrama da transferência de calor no absorvedor

Bomba de água de resfriamento

A potência da bomba de água de resfriamento pode ser calculada com a seguinte equação:

$$\dot{W}_{B_AR} = \frac{\dot{m}_7 v_7 \Delta P}{\eta_{bomba}} \quad (5.47)$$

A diferença de pressão ΔP no trocador de calor (dentro do SRA) pode ser expressa como (Bejan et al., 1996):

$$\Delta P = f \frac{4L}{D_h} \frac{\rho_7 \bar{V}_7^2}{2} + K_c \frac{1}{2} \bar{V}_7^2 + K_d \frac{1}{2} \bar{V}_7^2 \quad (5.48)$$

Observação: Nesta formulação são considerados os efeitos relacionados ao atrito do fluido para uma tubulação de longitude L , assim como os efeitos de variação de pressão na entrada e na saída do trocador de calor, representados pelos coeficientes de perda de carga K_c e K_d .

Torre de resfriamento

A potência do ventilador da torre de resfriamento pode ser calculada através da equação 5.49. Onde \dot{V}_{ar} é o fluxo de ar, em m^3/h , e h_{ar} é a diferença de pressão, em m de ar.

$$\dot{W}_{vent} = \frac{\rho_{ar} g \dot{V}_{ar} h_{ar}}{3600 \eta_{vent}} \quad (5.49)$$

A razão L/G indica a relação entre os fluxos mássicos de água e ar. As torres de resfriamento de tiro forçado são geralmente projetadas para trabalhar com valores da razão L/G entre 0,75 e 1,5 (Perry et al., 1973). A entalpia do ar na saída da torre (h_{20}) pode ser calculada mediante a seguinte equação:

$$h_{20} = h_{19} + 4,1867 L / G (T_{22} - T_{23}) \quad (5.50)$$

A continuação o fluxo volumétrico de ar pode ser calculado a partir do fluxo mássico de ar.

$$\dot{V}_{ar} = 3600v_{ar} \dot{m}_{ar} \quad (5.51)$$

O fluxo mássico de ar pode ser calculado em função do fluxo de ar seco (Eq. 5.52). A partir daí, o fluxo de ar seco pode ser obtido a partir do balanço de energia na torre de resfriamento (Eq. 5.54):

$$\dot{m}_{ar} = (1 + w_{20}) \dot{m}_{ar;sec o} \quad (5.52)$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \quad (5.53)$$

$$\dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}) + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{ar;sec o}(h_{20} - h_{19}) \quad (5.54)$$

Onde h_{19} e h_{20} são as entalpias de ar úmido, em kJ/kg de ar seco.

O fluxo mássico de água de reposição (\dot{m}_{21}) é expresso como a diferença do conteúdo de água no ar entre a entrada e a saída da torre (Eq. 5.55). Também é possível calcular esse fluxo a partir do fluxo de ar seco e das umidades específicas do ar (w) na entrada e na saída da torre (Eq. 5.56).

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{H_2O,20} - \dot{m}_{H_2O,19} \quad (5.55)$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{ar;sec o}(w_{20} - w_{19}) \quad (5.56)$$

As umidades específicas nos pontos 20 e 19 podem ser calculadas através dos dados de umidade relativa (φ), pressão (P), e da pressão de saturação da água em cada ponto P_{sat} , com a seguinte equação (Cengel e Boles, 1998):

$$w = \frac{0,622 \cdot \varphi \cdot P_{sat}}{P - \varphi \cdot P_{sat}} \quad (5.57)$$

A pressão de saturação é obtida através da temperatura de bulbo úmido. Na análise foi considerado que o ar que sai da torre de resfriamento, ponto 20, está saturado.

Cálculo do coeficiente de performance COP

O coeficiente de performance nos equipamentos de refrigeração por absorção é definido como a razão entre o efeito de resfriamento e a energia de entrada requerida. Segundo esta definição para o sistema de simples efeito tem-se:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gera} + \dot{W}_{b_sol}} \quad (5.58)$$

Segundo Dorgan et al. (1995), no cálculo do COP geralmente não é considerada a potência elétrica auxiliar para operar bombas e ventiladores, uma vez que este consumo não é significativo. Conseqüentemente o COP seria definido pela equação 5.59. Esta equação foi apresentada também no item 3.1 do capítulo 3.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{gera}} \quad (5.59)$$

Sistema de queima direta

O caso do sistema de queima direta com gás natural também foi analisado. A figura 5.7 mostra o gerador do sistema de queima direta para o sistema de simples efeito.

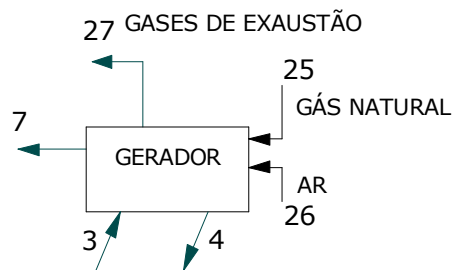


Figure 5.7: Esquema dos fluxos no gerador do sistema com queima direta

Para a modelagem do sistema de queima direta, a combustão do gás natural é considerada, adotando-se um coeficiente de transferência de calor no gerador ($\eta_{tc:g}$) de 0,84 (Dorgan et al., 1995), e uma eficiência de combustão (η_{comb}) de 0,82 (ENGR, 2007). Desta maneira a transferência de calor no gerador pode ser relacionada com o consumo de gás (\dot{v}_{gas}). É importante ressaltar que foi considerada apenas a perda de energia constituída pela entalpia dos gases de exaustão, principal fonte de perdas.

$$\dot{Q}_g = \eta_{comb} \eta_{tc:g} \dot{v}_{gas} PCI_{gas} \quad (5.60)$$

Também, pela primeira lei da termodinâmica em uma reação de combustão tem-se:

$$-\dot{Q}_g = \dot{H}_{produtos} - \dot{H}_{reagentes} \quad (5.61)$$

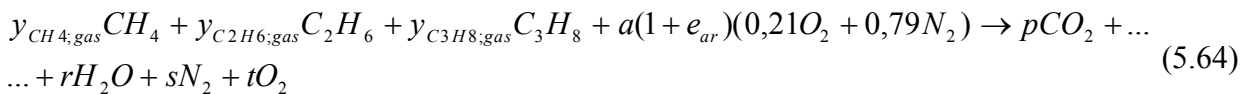
Onde:

$$\dot{H}_{produtos} = \dot{n}_{CO_2;prod} \bar{h}_{CO_2;prod} + \dot{n}_{H_2O;prod} \bar{h}_{H_2O;prod} + \dot{n}_{N_2;prod} \bar{h}_{N_2;prod} + \dot{n}_{O_2;prod} \bar{h}_{O_2;prod} \quad (5.62)$$

$$\dot{H}_{reagentes} = \dot{n}_{CH_4;gas} \bar{h}_{CH_4;gas} + \dot{n}_{C_2H_6;gas} \bar{h}_{C_2H_6;gas} + \dot{n}_{C_3H_8;gas} \bar{h}_{C_3H_8;gas} + \dot{n}_{O_2;gas} \bar{h}_{O_2;ar} + \dot{n}_{N_2;gas} \bar{h}_{N_2;ar} \quad (5.63)$$

Considerando como dado a temperatura e pressão dos reagentes ($T_{gas} = T_{25} = 25^\circ\text{C}$, a $T_{ar} = T_{26} = 29^\circ\text{C}$ e $P_{gas} = P_{ar} = 101,325 \text{ kPa}$) pode ser determinada a temperatura dos produtos (T_{27}) através da equação 5.61 (temperatura adiabática dos produtos de combustão).

Para o cálculo do fluxo volumétrico dos produtos e dos reagentes em base molar é considerada a seguinte reação de combustão, onde foram levados em conta os principais componentes do gás natural:



Considerando como dado o excesso de ar $e_{ar} = 10\%$ (Engineering Tool Box, 2007) e a fração molar do CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 no gás natural, podem ser calculados os demais coeficientes estequiométricos da equação de combustão (p , r , s , t), e com estes coeficientes as frações molares dos produtos da combustão podem ser calculadas.

O fluxo molar e mássico de gás é calculado através das equações (5.65) e (5.66)

$$\dot{n}_{gas} = \dot{v}_{gas} \rho_{gas} / \bar{M}_{gas} \quad (5.65)$$

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_{25} = \dot{v}_{gas} \rho_{gas} \quad (5.66)$$

Enquanto o cálculo do fluxo mássico de ar é baseado na equação (5.67)

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{26} = a(1 + e_{ar}) \dot{n}_{gas} \bar{M}_{ar} \quad (5.67)$$

Quanto aos produtos da combustão, os fluxos molares de cada um são calculados multiplicando o fluxo molar de gás pelo coeficiente estequiométrico de cada produto.

$$\dot{n}_{CO_2;prod} = p \dot{n}_{gas} \quad (5.68)$$

$$\dot{n}_{H_2O;prod} = r \dot{n}_{gas} \quad (5.69)$$

$$\dot{n}_{N_2;prod} = s \dot{n}_{gas} \quad (5.70)$$

$$\dot{n}_{O_2;prod} = t \dot{n}_{gas} \quad (5.71)$$

Tendo já calculadas as frações molares dos produtos de combustão obtém-se a massa molar dos produtos, considerando estes como uma mistura de gases ideais.

$$\bar{M}_{prod} = y_{CO_2;prod} \bar{M}_{CO_2} + y_{H_2O;prod} \bar{M}_{H_2O} + y_{N_2;prod} \bar{M}_{N_2} + y_{O_2;prod} \bar{M}_{O_2} \quad (5.72)$$

Finalmente, o fluxo mássico dos produtos da combustão pode ser calculado da seguinte maneira:

$$\dot{m}_{prod} = \dot{m}_{27} = (\dot{n}_{CO_2;prod} + \dot{n}_{H_2O;prod} + \dot{n}_{N_2;prod} + \dot{n}_{O_2;prod}) \bar{M}_{prod} \quad (5.73)$$

5.1.2 Sistema de duplo efeito

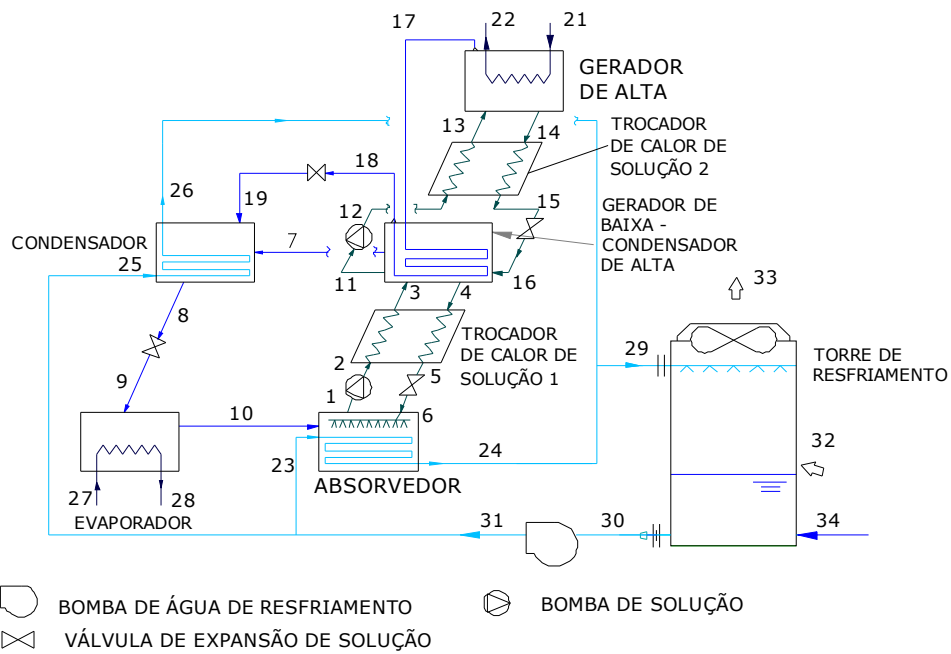
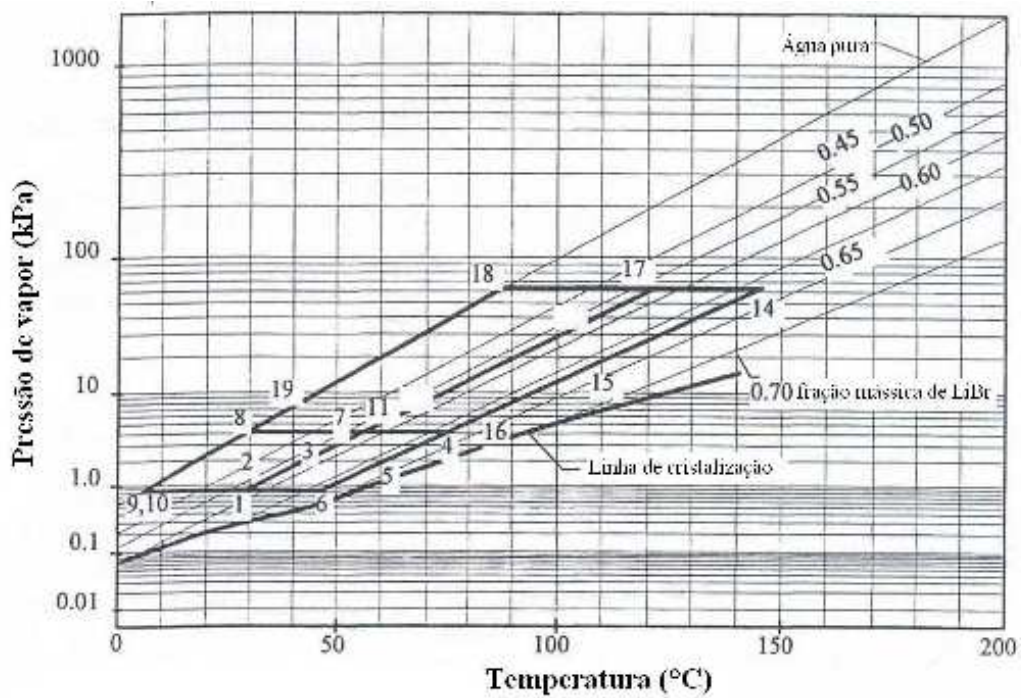


Figure 5.8 – Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito com torre de resfriamento



Fonte: Herold et al., 1996

Figure 5.9 – Diagrama do ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito

De maneira similar ao caso anterior foram utilizadas equações de balanços de energia e massa. Equações de transferência de calor também foram utilizadas:

Gerador de alta:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} \quad (5.74)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17} \quad (5.75)$$

Balanço de LiBr

$$\dot{m}_{13} X_{LiBr;13} = \dot{m}_{14} X_{LiBr;14} \quad (5.76)$$

$$\dot{Q}_{gera;alta} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{13} h_{13} \quad (5.77)$$

$$\dot{Q}_{gera;alta} = \dot{m}_{21} (h_{21} - h_{22}) \quad (5.78)$$

Trocadores de calor de solução:

Trocador de calor de solução 1

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (5.79)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 \quad (5.80)$$

$$\dot{Q}_{tc;sol1} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (5.81)$$

$$\dot{Q}_{tc;sol1} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (5.82)$$

Trocador de calor de solução 2

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} \quad (5.83)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} \quad (5.84)$$

$$\dot{Q}_{tc;sol2} = \dot{m}_{11} (h_{13} - h_{12}) \quad (5.85)$$

$$\dot{Q}_{tc;sol2} = \dot{m}_{14} (h_{14} - h_{15}) \quad (5.86)$$

A efetividade dos trocadores de calor de solução no sistema de duplo efeito é calculada de maneira similar ao de simples efeito. A capacidade calorífica menor resultou, nestes casos, ser igual à capacidade do fluido quente $C_{min} = C_q$.

$$\varepsilon_{tc;sol1} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (5.87)$$

$$\varepsilon_{tc;sol2} = \frac{T_{14} - T_{15}}{T_{14} - T_{12}} \quad (5.88)$$

Gerador de baixa – condensador de alta

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{11} + \dot{m}_7 \quad (5.89)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (5.90)$$

Balanço de LiBr :

$$\dot{m}_3 X_{LiBr;3} + \dot{m}_{16} X_{LiBr;16} = \dot{m}_4 X_{LiBr;4} + \dot{m}_{11} X_{LiBr;11} \quad (5.91)$$

$$X_{LiBr;11} = X_{LiBr;3} = X_{LiBr;12} = X_{LiBr;13} \quad (5.92)$$

$$X_{LiBr;4} = X_{LiBr;15} = X_{LiBr;16} = X_{LiBr;14} \quad (5.93)$$

$$T_{11} = T_7 \quad (5.94)$$

$$h_3 \dot{m}_3 + h_{16} \dot{m}_{16} + h_{17} \dot{m}_{17} = h_4 \dot{m}_4 + h_{11} \dot{m}_{11} + h_{18} \dot{m}_{18} + h_7 \dot{m}_7 \quad (5.95)$$

$$\dot{Q}_{gera;baixa} = \dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) \quad (5.96)$$

Condensador

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{19} \quad (5.97)$$

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{25} \quad (5.98)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_8 h_8 \quad (5.99)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{25} (h_{26} - h_{25}) \quad (5.100)$$

Válvulas de expansão de refrigerante

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (5.101)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18} \quad (5.102)$$

$$h_8 = h_9 \quad (5.103)$$

$$h_{18} = h_{19} \quad (5.104)$$

Evaporador

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 \quad (5.105)$$

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{27} \quad (5.106)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_9 (h_{10} - h_9) \quad (5.107)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{27} (h_{27} - h_{28}) \quad (5.108)$$

Absorvedor

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (5.109)$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{23} \quad (5.110)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (5.111)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{23} (h_{24} - h_{23}) \quad (5.112)$$

Válvulas de expansão de solução

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (5.113)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} \quad (5.114)$$

$$h_6 = h_5 \quad (5.115)$$

$$h_{16} = h_{15} \quad (5.116)$$

Bombas de solução

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \quad (5.117)$$

$$\dot{W}_{b_sol;1} = \dot{m}_1 v_1 (P_{media} - P_{baixa}) / \eta_{bomba} \quad (5.118)$$

$$\dot{W}_{b_sol;1} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (5.119)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} \quad (5.120)$$

$$\dot{W}_{b_sol;2} = \dot{m}_{11} v_{11} (P_{alta} - P_{media}) / \eta_{bomba} \quad (5.121)$$

$$\dot{W}_{b_sol;2} = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11}) \quad (5.122)$$

Bomba de água de resfriamento

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{31} \quad (5.123)$$

$$\dot{m}_{31} = \dot{m}_{23} + \dot{m}_{25} \quad (5.124)$$

$$\dot{W}_{B_AR} = \dot{m}_{30} (h_{33} - h_{30}) / \eta_{bomba} \quad (5.125)$$

$$\dot{W}_{B_AR} = \frac{\dot{m}_{30} v_{30} \Delta P}{\eta_{bomba}} \quad (5.126)$$

A diferença de pressão ΔP da equação 5.126 é calculada de maneira similar à de simples efeito (equação 5.48).

Equações de transferência de calor

As equações utilizadas para o cálculo da temperatura média logarítmica no sistema de duplo efeito são definidas levando em conta as mesmas considerações utilizadas no caso do sistema de simples efeito, as quais são aplicadas também por Herold et al. (1996). Assim, tem-se:

Gerador de alta

$$\dot{Q}_{gera;alta} = UA_{gera;alta} \Delta Tm_{l_{gera;alta}} \quad (5.127)$$

$$\Delta Tm_{l_{gera;alta}} = \frac{(T_{21} - T_{14}) - (T_{22} - T_{17})}{\ln\left(\frac{T_{21} - T_{14}}{T_{22} - T_{17}}\right)} \quad (5.128)$$

Gerador de baixa – Condensador de alta

$$\dot{Q}_{baixo;gera} = UA_{baixo;gera} \Delta Tm_{l_{baixo;gera}} \quad (5.129)$$

$$\Delta Tm_{l_{baixo;gera}} = \frac{(T_{18} - T_4) - (T_{18} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{18} - T_4}{T_{18} - T_7}\right)} \quad (5.130)$$

Condensador

$$\dot{Q}_{cond} = UA_{cond} \Delta Tm_{l_{cond}} \quad (5.131)$$

$$\Delta Tm_{l_{cond}} = \frac{(T_8 - T_{25}) - (T_8 - T_{26})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{25}}{T_8 - T_{26}}\right)} \quad (5.132)$$

Evaporador

$$\dot{Q}_{evap} = UA_{evap} \Delta Tm_{l_{evap}} \quad (5.133)$$

$$\Delta Tm_{l_{evap}} = \frac{(T_{27} - T_{10}) - (T_{28} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{27} - T_{10}}{T_{28} - T_9}\right)} \quad (5.134)$$

Absorvedor

$$\dot{Q}_{abs} = UA_{abs} \Delta Tm_{l_{abs}} \quad (5.135)$$

$$\Delta Tm_{l_{abs}} = \frac{(T_6 - T_{24}) - (T_1 - T_{23})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{24}}{T_1 - T_{23}}\right)} \quad (5.136)$$

Torre de resfriamento

O procedimento de cálculo para a torre de resfriamento é feito de maneira similar ao do sistema de simples efeito.

Cálculo do coeficiente de performance COP

O coeficiente de performance neste caso é definido levando em conta as mesmas considerações adotadas no caso do sistema de simples efeito. Assim tem-se:

Considerando as demandas das bombas:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gera,alta} + \dot{W}_{b_sol;1} + \dot{W}_{b_sol;2}} \quad (5.137)$$

Sem considerar as potências das bombas:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gera,alta}} \quad (5.138)$$

Sistema de queima direta

O caso do sistema de queima direta com gás natural também foi analisado para o sistema de duplo efeito. A figura 5.10 mostra o gerador do sistema de queima direta

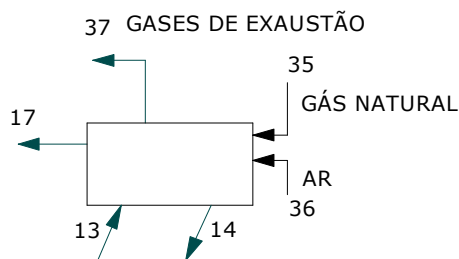


Figura 5.10: Esquema dos fluxos no gerador do sistema de duplo efeito com queima direta

Os cálculos relacionados ao sistema de queima direta do sistema de duplo efeito são realizados seguindo a mesma metodologia utilizada no caso do sistema de simples efeito com queima direta.

5.2 Análise exergetica

Para a análise exergetica foram calculadas as exergias de cada fluxo do sistema. Para o cálculo da exergia da solução água-brometo de lítio o procedimento descrito no capítulo 4 foi seguido.

As irreversibilidades em cada componente do sistema foram calculadas por médio do balanço de exergia (Kotas, 1995).

$$\dot{I} = \sum \dot{m}_{en} ex_{en} - \sum \dot{m}_{sa} ex_{sa} - \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) - \dot{W}_{vc} \quad (5.139)$$

Uma vez que esta análise está considerando equipamentos adiabáticos, o terceiro termo da equação anterior (5.139) é zero.

Para o cálculo das eficiências exergeticas é utilizado o conceito de eficiência racional (Kotas, 1995).

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Pr oduto}}{\text{Insumo}} \quad (5.140)$$

Esta definição é aplicada em componentes onde é possível definir um “produto exergetico”, por outro lado, em equipamentos dissipativos é utilizada a eficiência exergetica das entradas e das saídas. Como já foi dito antes, não foi considerada troca de calor com o meio, conseqüentemente, o terceiro termo do numerador e do denominador na equação 5.141 é nulo.

$$\zeta_{ex} = \frac{\sum \dot{m}_{sa} ex_{sa} + \dot{W}_{sa} + \dot{Q}_{sa} \eta_{Car}}{\sum \dot{m}_{en} ex_{en} + \dot{W}_{en} + \dot{Q}_{en} \eta_{Car}} \quad (5.141)$$

A eficiência de Carnot (η_{Car}) é definida através da equação 5.142 onde, T_0 é a temperatura de referência e T_f é a temperatura da fronteira onde acontece a troca térmica.

$$\eta_{Car} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \quad (5.142)$$

Desta maneira, foi definida a eficiência racional para o gerador, o evaporador, as bombas, os trocadores de calor de solução e para o sistema total.

A eficiência exergética das entradas e saídas foi utilizada para calcular o desempenho da torre de resfriamento, do absorvedor, das válvulas de expansão de solução e do refrigerante.

Sistema de simples efeito

Para o sistema de simples efeito é definida a eficiência de entradas e saídas para:

$$\text{Condensador: } \zeta_{ex;cond} = \frac{Ex_{16} + Ex_8}{Ex_{15} + Ex_7} \quad (5.143)$$

$$\text{Absorvedor: } \zeta_{ex;abs} = \frac{Ex_1 + Ex_{14}}{Ex_{10} + Ex_6 + Ex_{13}} \quad (5.144)$$

$$\text{Válvula de expansão de refrigerante: } \zeta_{ex;vr} = \frac{Ex_9}{Ex_8} \quad (5.145)$$

$$\text{Válvula de expansão de solução: } \zeta_{ex;vs} = \frac{Ex_6}{Ex_5} \quad (5.146)$$

$$\text{Torre de resfriamento: } \zeta_{ex;tre} = \frac{Ex_{23}}{W_{vent} + Ex_{22} + Ex_{21}} \quad (5.147)$$

A exergia do fluxo 19 foi considerada nula e a do fluxo 20 foi considerada perdida.

Enquanto a eficiência racional foi definida para os seguintes componentes como:

$$\text{Gerador sistema acionado por água quente: } \eta_{ex;gera} = \frac{Ex_7 + Ex_4 - Ex_3}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad (5.148)$$

$$\text{Gerador sistema de queima direta:} \quad \eta_{ex;gera} = \frac{Ex_7 + Ex_4 - Ex_3}{Ex_{qu}} \quad (5.149)$$

$$\text{Evaporador:} \quad \eta_{ex;evap} = \frac{Ex_{18} - Ex_{17}}{Ex_9 - Ex_{10}} \quad (5.150)$$

$$\text{Bomba de solução:} \quad \eta_{ex;b_sol} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{\dot{W}_{b_sol}} \quad (5.151)$$

$$\text{Trocador de calor de solução:} \quad \eta_{ex;tc} = \frac{Ex_3 - Ex_2}{Ex_4 - Ex_5} \quad (5.152)$$

$$\text{Bomba de água de resfriamento:} \quad \eta_{ex;b_AR} = \frac{Ex_{24} - Ex_{23}}{\dot{W}_{b_AR}} \quad (5.153)$$

$$\text{Sistema total:} \quad \eta_{ex;sistema,total} = \frac{Ex_{18} - Ex_{17}}{Ex_{11} - Ex_{12} + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{b_AR} + \dot{W}_{b_sol}} \quad (5.154)$$

$$\text{Sistema total queima direta:} \quad \eta_{ex;sistema,total;2} = \frac{Ex_{18} - Ex_{17}}{Ex_{25} + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{b_AR} + \dot{W}_{b_sol}} \quad (5.155)$$

Sistema de duplo efeito

Para o sistema de duplo efeito a eficiência de entradas e saídas para os seguintes componentes é definida como:

$$\text{Condensador de baixa:} \quad \zeta_{ex;cond} = \frac{Ex_{26} + Ex_8}{Ex_{25} + Ex_7 + Ex_{19}} \quad (5.156)$$

$$\text{Válvula de expansão de refrigerante 1:} \quad \zeta_{ex,vr1} = \frac{Ex_9}{Ex_8} \quad (5.157)$$

$$\text{Válvula de expansão de refrigerante 2:} \quad \zeta_{ex,vr2} = \frac{Ex_{19}}{Ex_{18}} \quad (5.158)$$

$$\text{Absorvedor:} \quad \zeta_{ex;abs} = \frac{Ex_1 + Ex_{24}}{Ex_{10} + Ex_{23} + Ex_6} \quad (5.159)$$

$$\text{Válvula de expansão de solução 1:} \quad \zeta_{ex;vs1} = \frac{Ex_6}{Ex_5} \quad (5.160)$$

$$\text{Válvula de expansão de solução 2:} \quad \zeta_{ex;vs2} = \frac{Ex_{16}}{Ex_{15}} \quad (5.161)$$

$$\text{Torre de resfriamento:} \quad \zeta_{ex;b_AR} = \frac{Ex_{30}}{\dot{W}_{b_vent} + Ex_{34} + Ex_{29}} \quad (5.162)$$

Aqui também a exergia do fluxo 32 foi considerada nula, e a do fluxo 33 perdida.

Enquanto as eficiências racionais foram definidas para os seguintes componentes:

$$\text{Gerador sistema acionado por vapor:} \quad \eta_{ex;gera} = \frac{Ex_{17} + Ex_{14} - Ex_{13}}{Ex_{21} - Ex_{22}} \quad (5.163)$$

$$\text{Gerador sistema de queima direta:} \quad \eta_{ex;gera} = \frac{Ex_{17} + Ex_{14} - Ex_{13}}{Ex_{35}} \quad (5.164)$$

$$\text{Gerador de baixa – Condensador de alta:} \quad \eta_{ex;gera;baixa} = \frac{Ex_7 + Ex_4 - (Ex_3)}{Ex_{17} - Ex_{18}} \quad (5.165)$$

$$\text{Trocador de calor de solução 1:} \quad \eta_{ex;tc;1} = \frac{Ex_3 - Ex_2}{Ex_4 - Ex_5} \quad (5.166)$$

$$\text{Trocador de calor de solução 2:} \quad \eta_{ex;tc;2} = \frac{Ex_{13} - Ex_{12}}{Ex_{14} - Ex_{15}} \quad (5.167)$$

$$\text{Evaporador:} \quad \eta_{ex;evap} = \frac{Ex_{28} - Ex_{27}}{Ex_9 - Ex_{10}} \quad (5.168)$$

$$\text{Bomba de solução 1:} \quad \eta_{ex;b_sol;1} = \frac{Ex_2 - Ex_1}{\dot{W}_{b_sol;1}} \quad (5.169)$$

$$\text{Bomba de solução 2:} \quad \eta_{ex;b_sol;2} = \frac{Ex_{12} - Ex_{11}}{\dot{W}_{b_sol;2}} \quad (5.170)$$

$$\text{Bomba de água de resfriamento:} \quad \eta_{ex;b_AR} = \frac{Ex_{31} - Ex_{30}}{\dot{W}_{b_AR}} \quad (5.171)$$

$$\text{Sistema total: } \eta_{ex;sistema,total} = \frac{Ex_{28} - Ex_{27}}{Ex_{21} - Ex_{22} + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{b_AR} + \dot{W}_{b_sol}} \quad (5.172)$$

$$\text{Sistema total queima direta: } \eta_{ex;sistema,total;2} = \frac{Ex_{28} - Ex_{27}}{Ex_{35} + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{b_AR} + \dot{W}_{b_sol;1} + \dot{W}_{b_sol;2}} \quad (5.173)$$

Observação: Para o cálculo da exergia do gás natural, as propriedades são calculadas considerando o mesmo como uma mistura de gases ideais. Foram considerados nos cálculos os três principais componentes: metano, etano e propano. Assim, para o cálculo da exergia química tem-se:

$$ex_{ch;gas;natural} = 1/\bar{M}_{gas} [y_{CH_4;gas} \tilde{\epsilon}_{CH_4}^0 + y_{C_2H_6;gas} \tilde{\epsilon}_{C_2H_6}^0 + y_{C_3H_8;gas} \tilde{\epsilon}_{C_3H_8}^0 + \dots \dots + \bar{R}T_0 (y_{CH_4;gas} \ln(y_{CH_4;gas}) + y_{C_2H_6;gas} \ln(y_{C_2H_6;gas}) + y_{C_3H_8;gas} \ln(y_{C_3H_8;gas}))] \quad (5.174)$$

5.3 Resultados

Na tabela seguinte são apresentados os resultados da análise do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

Tabela 5.1 – Condições de operação em cada ponto do sistema de simples efeito

Pto	h	m	P	x	T	X _{LiBr}	s	exph	Exp _h	exq	Exq	exto	Exto
	[kJ/kg]	[kg/s]	[kPa]		[°C]	[%LiBr]	[kJ/kg-K]	[kJ/kg]	[kW]	[kJ/kg]	[kW]	[kJ/kg]	[kW]
1	84,7	1,8	0,823	0	33,8	55,6	0,207	0,165	0,2963	502,7	904,9	502,9	905,2
2	84,8	1,8	7,91		33,8	55,6	0,207	0,170	0,3064	502,7	904,9	502,9	905,2
3	144,2	1,8	7,91		63,1	55,6	0,392	4,5	8,051	502,7	904,9	507,2	912,9
4	205,6	1,7	7,91	0	85,7	60,1	0,486	10,4	17,36	564,6	939,9	575,1	957,3
5	141,4	1,7	7,91		52,5	60,1	0,298	2,2	3,641	564,6	939,9	566,8	943,6
6	141,4	1,7	0,823	0,007	43,3	60,1	0,303	0,6	0,9711	564,6	939,9	565,2	940,9
7	2641,6	0,14	7,91		76	0	8,430	132,9	17,98	49,96	6,759	182,9	24,74
8	173	0,14	7,91	0	41,3	0	0,590	1,7	0,2307	49,96	6,759	51,66	6,989
9	173	0,14	0,823	0,062	4,2	0	0,624	-8,6	-1,161	49,96	6,759	41,38	5,598
10	2508,2	0,14	0,823	1	4,2	0	9,045	-184,0	-24,9	49,96	6,759	-134,1	-18,14
11	419,3	13,6	424,7		100		1,307	34,3	466,4	49,96	679,4	84,25	1146
12	386,9	13,6	145,2		92,4		1,220	27,8	378,3	49,96	679,4	77,78	1058
13	121,9	23	424,7		29		0,423	0,4	10,02	49,96	1149	50,39	1159
14	140,2	23	145,2		33,4		0,484	0,5	12,32	49,96	1149	50,49	1161
15	121,9	23	424,7		29		0,423	0,4	10,02	49,96	1149	50,39	1159
16	136,4	23	145,2		32,5		0,471	0,4	10,01	49,96	1149	50,39	1159
17	50,8	13,46	424,7		12		0,180	1,5	20,8	49,96	672,4	51,5	693,2
18	27,3	13,46	145,2		6,5		0,098	2,6	34,48	49,96	672,4	52,52	706,9
19	74,4	32,1	101,3		29		5,870	0,1	2,91	0	0	0,09226	2,91
20	99,6	32,4	101,3		30		5,954	0,7	22,58	0	0	0,7158	22,58
21	121,6	0,2975	101,3		29		0,423	0,1	0,0331	49,96	14,86	50,07	14,9
22	138,3	46	101,3		33		0,478	0,4	20,29	49,96	2298	50,4	2318
23	121,6	46	101,3		29		0,423	0,1	5,117	49,96	2298	50,07	2303
24	122,1	46	424,7		29,1		0,423	0,4	20,19	49,96	2298	50,4	2318
25	8,3	0,0124	101,3		29		10,83	0,057	0,001	51254	635,5	51254	635,6
26	74,4	0,2413	101,3		29		5,87	0,092	0,022	0	0	0,09226	0,0223
27	685,1	0,2527	101,3		609,4		8,435	310,6	78,49	65,36	16,52	376	95,01

Na tabela 5.2 são apresentados os resultados de calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergeticas em cada componente do sistema de simples efeito.

Tabela 5.2– Calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergeticas: Sistema de simples efeito

Componente	Q kW	I kW	I(a) %	I(b) %	η_{ex} %	ζ_{ex} %
Trocador de calor de solução	106,96	5,98	5,66	1,07	56,44	--
Condensador	333,99	17,75	16,82	3,18	--	98,5
Evaporador	315,93	10,05	9,52	1,80	57,64	--
Absorvedor	422,13	15,33	14,52	2,75	--	99,26
Válvula de expansão de refrigerante	--	1,39	1,32	0,25	--	80,09
Válvula de expansão de solução	--	2,67	2,53	0,48	--	99,72
Bomba de água de resfriamento	--	9,826	9,31	1,76	60,53	--
Bomba de solução	--	0,0015	0,001	0,0003	48,38	--
Torre de resfriamento	756,11	23,69	22,44	4,25	--	98,03
Gerador: acionado por água quente	440,17	18,87	17,88	--	78,56	--
Gerador: com queima direta	440,17	471,4	--	84,5	10,88	--
Sistema global: acionado por água quente	--	105,56	100	--	10,84	--
Sistema global: de queima direta	--	558,09	--	100	2,03	--

(a) Porcentagem de irreversibilidade no sistema acionado por água quente

(b) Porcentagem de irreversibilidade no sistema de queima direta

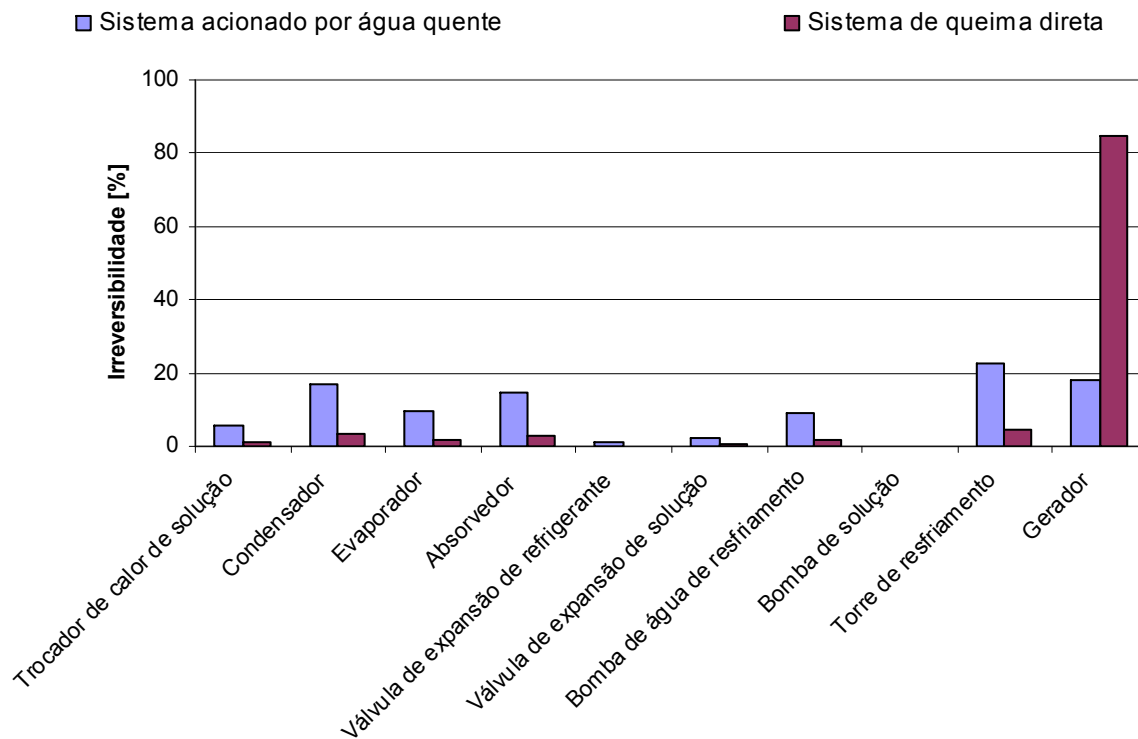


Figura 5.11: Irreversibilidade em cada componente do sistema de simples efeito, em porcentagem

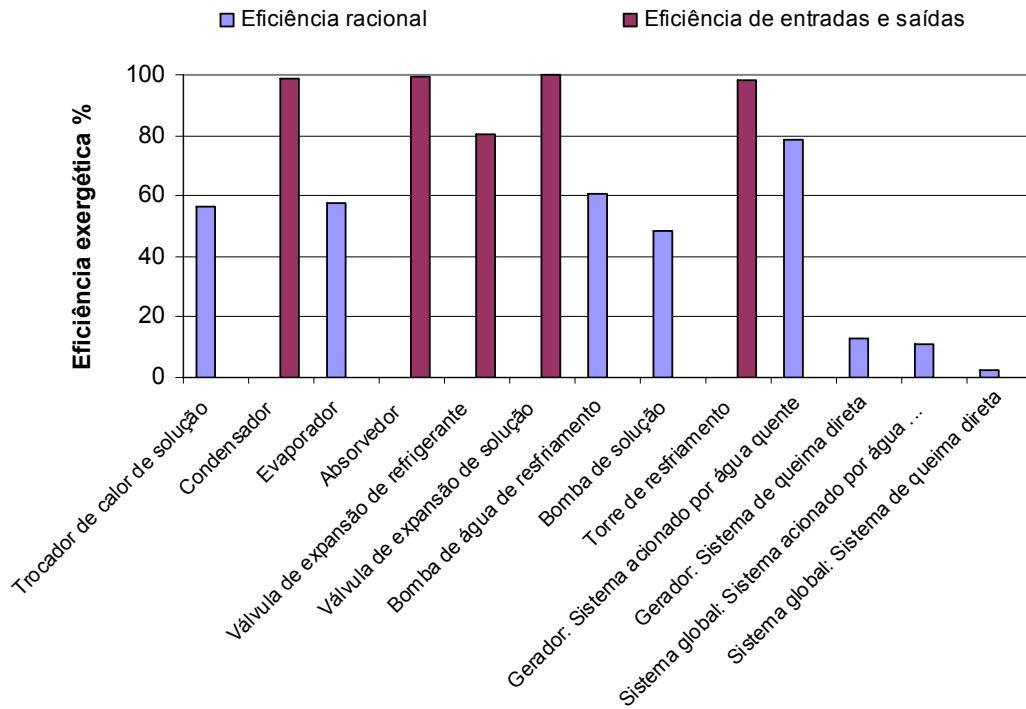


Figura 5.12: Eficiência exergetica em cada componente do sistema de simples efeito, em porcentagem

O coeficiente de performance para o sistema de simples efeito analisado resultou $COP=0,72$; segundo a equação 5.58, para uma capacidade de resfriamento de 315,9 kW (89,9 TR) e um consumo de gás natural de $0,01697\text{m}^3/\text{s}$ - equivalente a $0,6796\text{ m}^3/(\text{h TR})$ ou $0,1934\text{ m}^3/(\text{h kW})$ no caso do sistema de queima direta.

A água de reposição resultou em um consumo de $0,2975\text{ kg/s}$, que seria equivalente a $11,91\text{ kg}/(\text{h TR})$ ou $3,39\text{ kg}/(\text{h kW})$. Segundo a tabela 5.2 e a figura 5.11, os elementos que contribuem mais para gerar irreversibilidade no sistema acionado por água quente são: a torre de resfriamento, o condensador, o absorvedor e o gerador. No sistema de queima direta é o gerador quem apresenta a maior geração de irreversibilidade (84,5% da irreversibilidade total do sistema de queima direta).

É importante observar nos resultados que a eficiência exergetica do sistema global de queima direta foi bem baixa (2,03%), por outro lado as eficiências de entradas e saídas, calculadas para os componentes dissipativos, foram altas (mais do que o dobro em relação ao respectivo sistema de compressão de vapor), uma vez que as correntes de exergia envolvidas apresentam valores numéricos altos e as irreversibilidades geradas não representaram um

porcentual muito significativo. Além disso, a análise pela segunda lei mostra claramente que o acionamento com um fluido de baixa exergia (água quente) é bem mais conveniente que a queima direta.

5.3.1 Resultados sistema de duplo efeito

Na tabela 5.3 são apresentadas as condições de operação do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.

Tabela 5.3 – Condições de operação em cada ponto do sistema de duplo efeito

I	H	m	P	x	T	X _{LiBr}	s	exph	Exph	exq	Exq	exto	Exto
	kJ/kg	kg/s	kPa		°C	%LiBr	kJ/kg-K	kJ/kg	kW	kJ/kg	kW	kJ/kg	kW
1	86,7	1,764	0,869	0	34,71	55,576	0,2125	0,2195	0,3872	502,9	887,2	503,2	887,6
2	86,7	1,764	4,985		34,71	55,576	0,2125	0,2233	0,3938	502,9	887,2	503,2	887,6
3	123,5	1,764	4,985		52,91	55,576	0,3286	2,4	4,233	502,9	887,2	505,3	891,4
4	187	1,63	4,985	0	75,98	60,14	0,4319	7,436	12,12	565,6	922	573	934,1
5	147,2	1,63	4,985		55,35	60,14	0,3144	2,667	4,347	565,6	922	568,3	926,4
6	147,2	1,63	0,869	0,008	44,53	60,14	0,3201	0,974	1,588	565,6	922	566,6	923,6
7	2623,9	0,06	4,985		66,39	0	8,591	67,09	4,032	49,96	3,003	117	7,035
8	137,5	0,134	4,985	0	32,83	0	0,4754	0,3207	0,04292	49,96	6,687	50,28	6,73
9	137,5	0,134	0,869	0,047	4,95	0	0,4951	-5,556	-0,7438	49,96	6,687	44,4	5,943
10	2509,6	0,134	0,869	1	4,95	0	9,025	-176,6	-23,64	49,96	6,687	-126,6	-16,95
11	151,1	0,972	4,985	0	66,39	55,576	0,4116	5,274	5,125	502,9	488,8	508,2	493,9
12	151,1	0,972	67,703		66,4	55,576	0,4116	5,335	5,185	502,9	488,8	508,3	494
13	219,8	0,972	67,703		99,43	55,576	0,6047	16,48	16,02	502,9	488,8	519,4	504,8
14	316	0,898	67,703	0	141,49	60,14	0,7703	35,57	31,95	565,6	508	601,2	539,9
15	241,7	0,898	67,703		103,95	60,14	0,5824	17,25	15,5	565,6	508	582,9	523,5
16	241,7	0,898	4,985	0,019	78,54	60,14	0,5949	13,52	12,15	565,6	508	579,1	520,1
17	2740	0,074	67,703		130,43	0	7,704	447,5	33	49,96	3,684	497,5	36,69
18	373,1	0,074	67,703	0	89,08	0	1,182	25,25	1,862	49,96	3,684	75,2	5,546
19	373,1	0,074	4,985	0,097	32,83	0	1,245	6,352	0,4684	49,96	3,684	56,31	4,153
21	2746,4	0,129	475,717	1	150		6,838	712,2	91,71	49,96	6,434	762,1	98,15
22	632,3	0,129	475,717	0	150		1,842	87,66	11,29	49,96	6,434	137,6	17,72
23	121,7	14,5	290,709		29		0,4226	0,3012	4,367	49,96	724,4	50,26	728,8
24	150,7	14,5	123,433		35,95		0,5177	0,8426	12,22	49,96	724,4	50,8	736,6
25	121,7	18	290,709		29		0,4227	0,2844	5,119	49,96	899,2	50,24	904,4
26	130,8	18	123,433		31,21		0,4531	0,2887	5,197	49,96	899,2	50,25	904,4
27	50,6	13,46	290,709		12		0,1804	1,411	18,99	49,96	672,4	51,37	691,4
28	26,9	13,46	123,433		6,38		0,09708	2,562	34,48	49,96	672,4	52,52	706,9
29	139,7	32,5	101,325		33,33		0,4821	0,4774	15,52	49,96	1624	50,44	1639
30	121,6	32,5	101,325		29		0,4227	0,1112	3,616	49,96	1624	50,07	1627
31	121,9	32,5	290,709		29,03		0,4231	0,3031	9,85	49,96	1624	50,26	1633
32	74,4	23,071	101,325		29		5,87	0,09226	2,091	0	0	0,09226	2,129
33	101,6	23,299	101,325		30,35		5,96	0,7755	17,58	0	0	0,7755	18,07
34	121,6	0,228	101,325		29		0,4227	0,1112	0,0254	49,96	11,41	50,07	11,43
35	8,3	0,008	101,325		29		10,83	0	0	51254	393,3	51254	393,3
36	74,4	0,149	101,325		29		5,87	0,09226	0,01377	0	0	0,09226	0,01377
37	366,9	0,156	101,325		609,9		8,435	311,2	48,68	65,36	10,22	376,6	58,9

Na tabela 5.4 são apresentados os resultados de calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergeticas em cada componente do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito.

Tabela 5.4– Calores trocados, irreversibilidades e eficiências exergeticas: Sistema de duplo efeito.

Componente	Q kW	I kW	I (a) %	I (b) %	η_{ex} %	ζ_{ex} %
Gerador de baixa – Condensador de alta	174,55	7,602	9,73	2,29	75,59	--
Trocador de calor de solução 1	64,89	3,935	5,04	1,18	49,39	--
Trocador de calor de solução 2	66,76	5,62	7,19	1,69	65,84	--
Condensador	166,83	4,38	5,61	1,32	--	99,52
Evaporador	317,52	7,406	9,48	2,23	67,65	--
Absorvedor	423,02	11,22	14,36	3,38	--	99,31
Válvula de expansão de refrigerante 1	--	0,7867	1,01	0,24	--	88,31
Válvula de expansão de refrigerante 2	--	1,393	1,78	0,42	--	74,88
Válvula de expansão de solução 1	--	2,759	3,53	0,83	--	99,7
Válvula de expansão de solução 2	--	3,349	4,29	1,01	--	99,36
Bomba de solução 1	--	0,00096	0,0012	0,00029	49,48	--
Bomba de solução 2	--	0,0049	0,01	0,00148	96,27	--
Bomba de água de resfriamento	--	4,066	5,21	1,22	60,53	--
Torre de resfriamento	589,85	16,97	21,72	5,11	--	98,02
Gerador: acionado por vapor	272,26	8,624	11,04	--	89,28	--
Gerador: queima direta	272,26	262,6	--	79,07	18,26	--
Sistema global: acionado por vapor	--	78,12	100,0	--	15,43	--
Sistema global: com queima direta	--	332,1	--	100	3,75	--

(a) Porcentagem de irreversibilidade no sistema acionado por vapor

(b) Porcentagem de irreversibilidade no sistema de queima direta

O coeficiente de performance para o sistema de duplo efeito analisado resultou em COP=1,166; segundo a equação 5.138, para uma capacidade de 317,52 kW (90,31 TR's); e consumo de gás natural de 0,0105 m³/s, que seria equivalente a 0,4186 m³/h-TR (0,119 m³/h-kW).

Na tabela 5.4 o segundo trocador de calor de solução, válvula de expansão de refrigerante, bomba de solução e válvula de expansão de solução são referentes aos elementos da parte superior do sistema, aqueles que trabalham entre a pressão alta e a pressão intermédia.

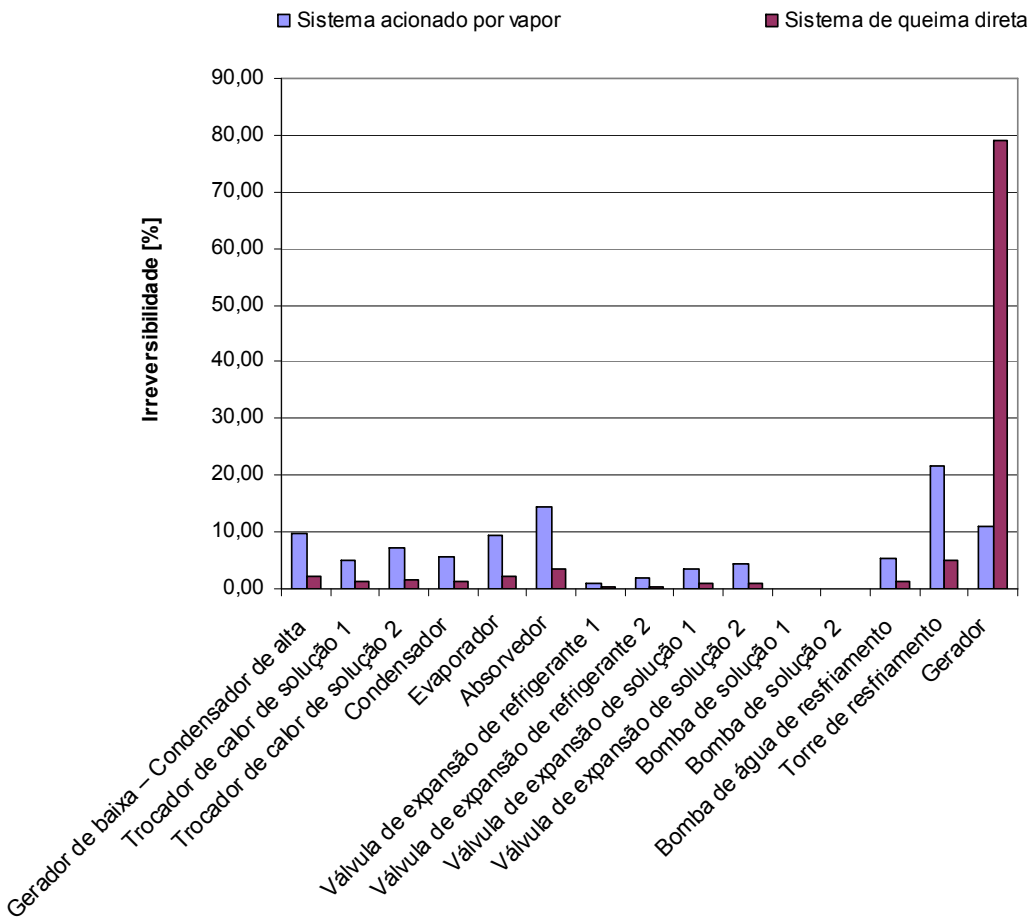


Figura 5.13: Irreversibilidade em cada componente do sistema de duplo efeito, em porcentagem

No caso do sistema de duplo efeito, as eficiências exergéticas calculadas, segundo o critério das entradas e as saídas, resultaram em um valor elevado pelas mesmas razões que no sistema de simples efeito.

Dos resultados de eficiência exergética obtidos foi observado que o sistema de duplo efeito possui irreversibilidades menores em comparação ao sistema de simples efeito, embora o sistema de duplo efeito precise de temperaturas mais altas para operar (em relação ao sistema de simples efeito). Cabe ressaltar que o sistema de duplo efeito tem custo de capital maior.

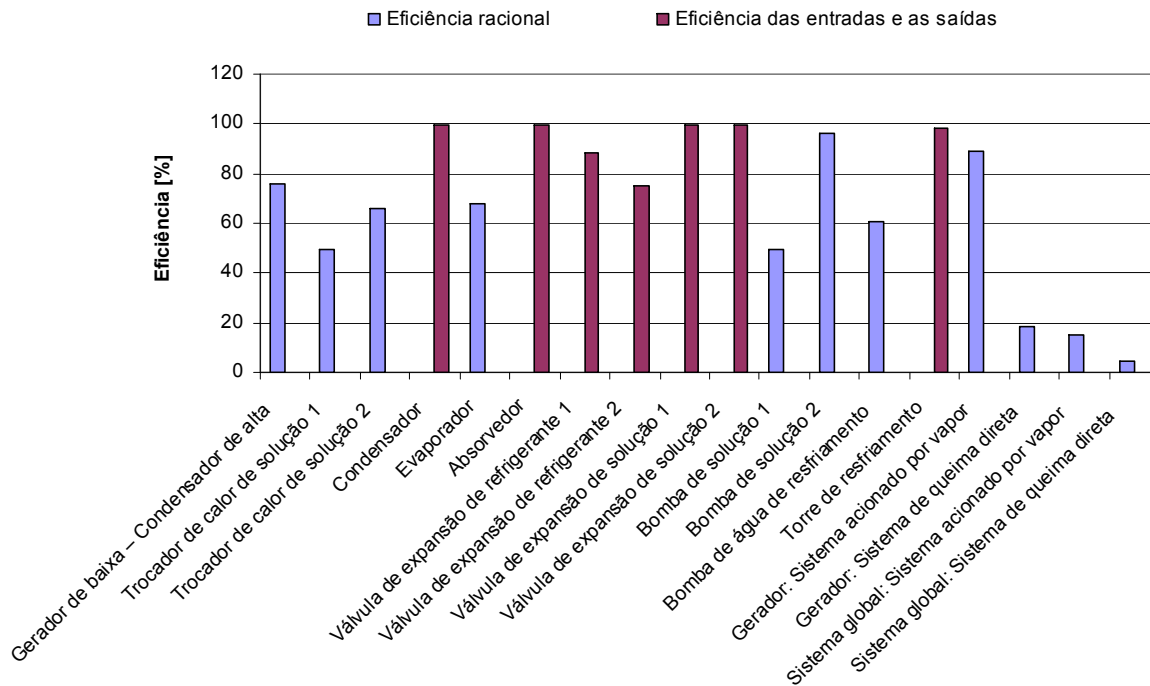


Figura 5.14: Eficiência exerгética em cada componente do sistema de duplo efeito, em porcentagem

No caso dos sistemas acionados por água quente e por vapor, o elemento que apresenta maior irreversibilidade é a torre de resfriamento, uma vez que neste equipamento ocorre grande perda de massa de água para o ambiente. A irreversibilidade da torre de resfriamento nestes casos representa 22,4% e 21,7% da irreversibilidade total para o sistema de simples e duplo efeito, respectivamente. Por outro lado, nos sistemas de queima direta o componente com maior irreversibilidade é o gerador, já que a reação de combustão acontece neste componente. Nesse caso, a irreversibilidade no gerador do sistema de queima direta representa 84,5% e 79,07% da irreversibilidade total para o sistema de simples e duplo efeito, respectivamente.

O gasto de água no sistema de duplo efeito foi de 0,228 kg/s, ou 820,8 kg/h, o que seria equivalente a 9,088 kg/(h TR), um gasto significativo embora menor que no de simples efeito. É importante mencionar que o consumo de água na torre de resfriamento resultou significativo (tanto no caso de simples como de duplo efeito). Então, é possível propor a utilização de “torres secas”, as quais são torres de resfriamento onde a água a resfriar passa por dentro de tubos e o ar é soprado do lado de fora. Apesar de serem grandes (bem maiores que uma torre úmida), evitam gasto de água e por isso são consideradas ecologicamente mais corretas.

Nas figuras 5.15, 5.16 e 5.17 é apresentada a variação de alguns parâmetros do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, em função da temperatura da fonte quente (nesse caso, a temperatura da água quente que ingressa no gerador). Assim, na figura 5.15, podem ser observadas as variações, do coeficiente de desempenho (COP) e do calor trocado no evaporador, em função de T_{11} . É interessante observar no gráfico que o calor absorvido no gerador aumenta em relação ao aumento de T_{21} . Não obstante, o COP diminui, uma vez que o calor de insumo no gerador também aumenta e em proporção maior.

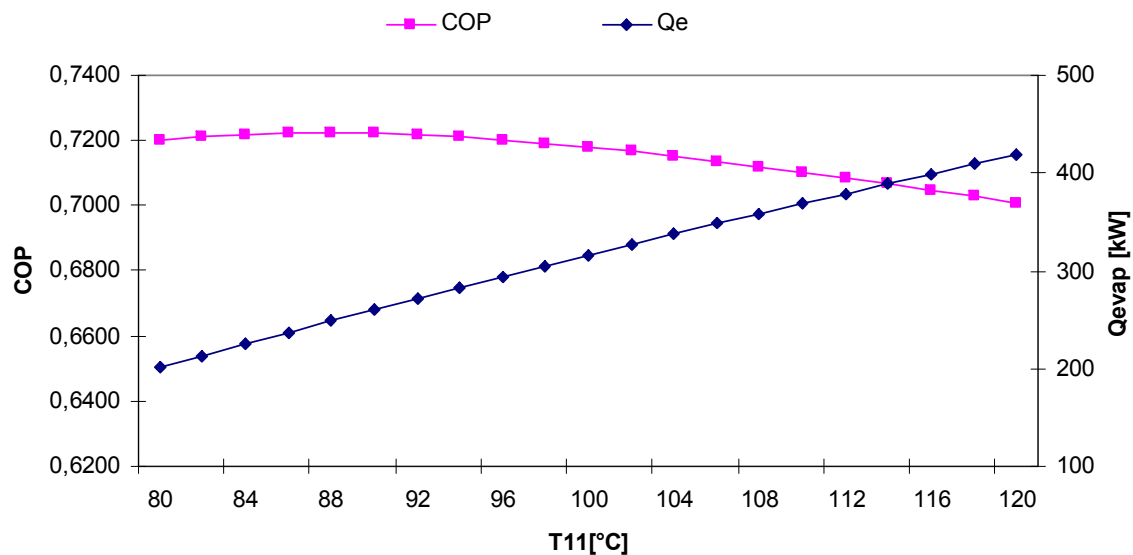


Figura 5.15: Coeficiente de desempenho (COP) e calor trocado no evaporador (Q_{evap}) em função da temperatura da fonte quente T_{11} no sistema de simples efeito

Na figura 5.16 são apresentados os calores trocados, em cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, em função da temperatura T_{11} . É possível observar a magnitude de cada fluxo de calor em relação aos outros, assim, por exemplo, os fluxos de calor no gerador e no absorvedor são os maiores, enquanto o fluxo de calor no trocador de calor de solução (Q_{tc}) é o menor de todos. Pode ser observado também que todos estes fluxos de calor aumentam em relação ao aumento da temperatura T_{11} .

Assim, um aumento na temperatura T_{11} nos levaria a um sistema mais compacto uma vez que teríamos um fluxo de resfriamento maior.

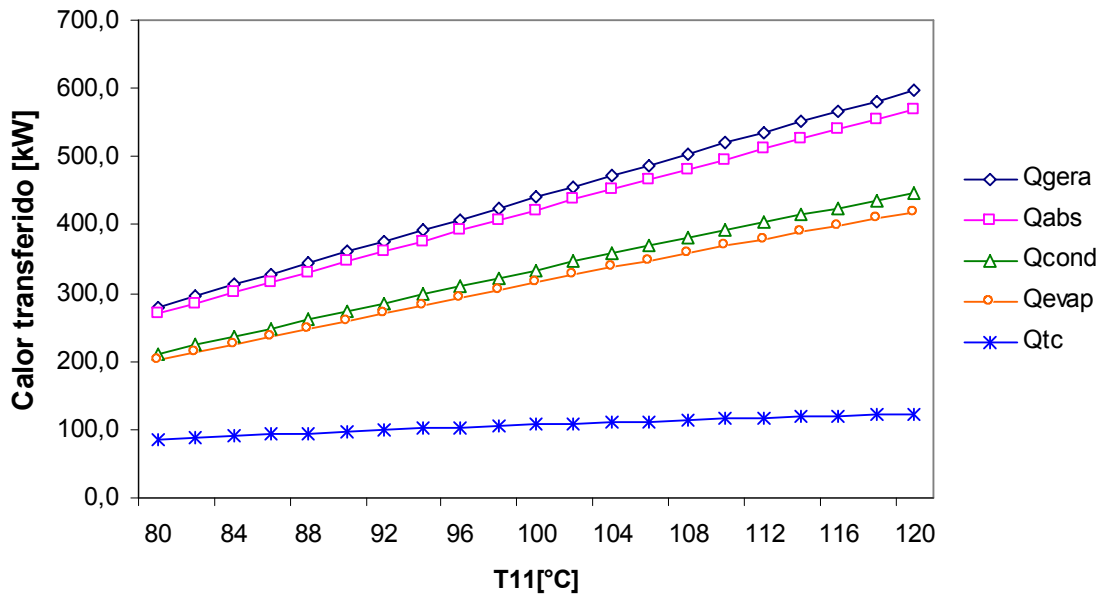


Figura 5.16: Calores transferidos em função da temperatura da fonte quente, para cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito

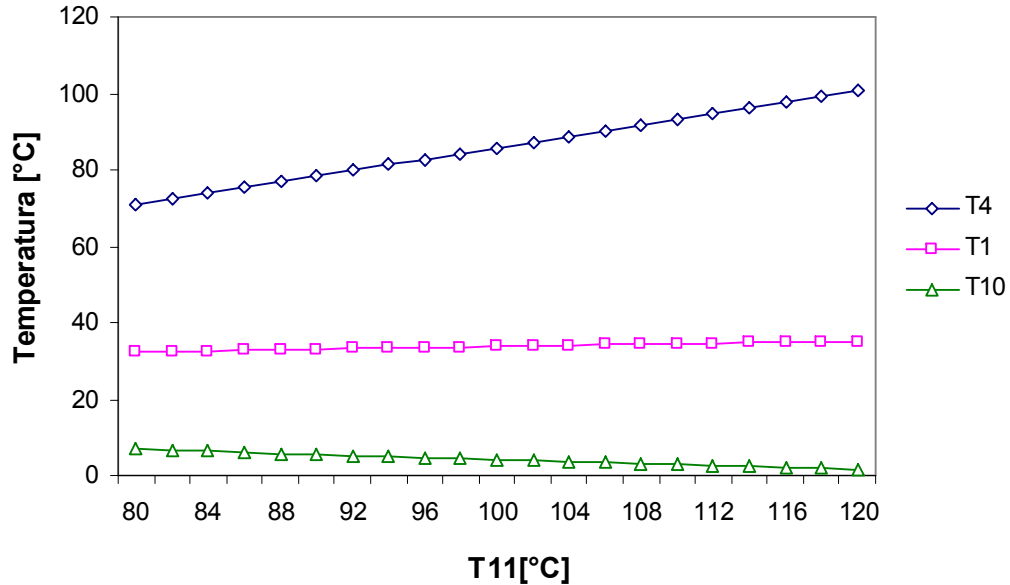


Figura 5.17: Temperaturas internas (T_4 , T_1 , T_{10}) no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em função da temperatura da fonte quente

Finalmente, a variação de temperaturas internas no sistema, no gerador (T_4), no absorvedor (T_1) e do refrigerante na saída do evaporador (T_{10}) é apresentada na figura 5.17. Pode ser

observado que a temperatura no gerador (T_4) aumenta em função da temperatura da fonte quente (T_{11}), enquanto a temperatura do refrigerante (T_{10}) diminui. Por outro lado a temperatura no absorvedor (T_1) permanece quase constante.

A variação de alguns parâmetros do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em função da temperatura da fonte quente (temperatura do vapor de insumo) é apresentada (ver figuras 5.18, 5.19 e 5.20) .

No gráfico 5.18 é apresentada a variação do COP e do calor trocado no evaporador, e na figura 5.19 os calores trocados, em cada trocador de calor do sistema, em função da temperatura T_{21} . A figura 5.20 mostra a variação das temperaturas internas do sistema de duplo efeito (as mais significativas). As tendências das curvas são muito parecidas às do sistema de simples efeito.

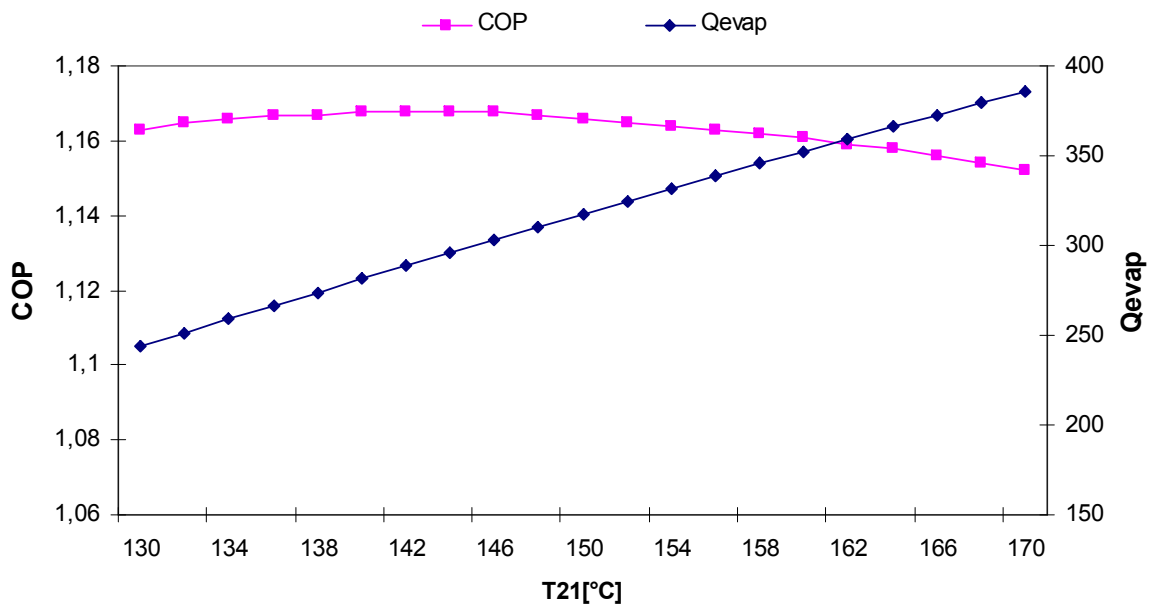


Figura 5.18: Coeficiente de desempenho (COP) e calor trocado no evaporador (Q_{evap}) em função da temperatura da fonte quente T_{21} no sistema de duplo efeito

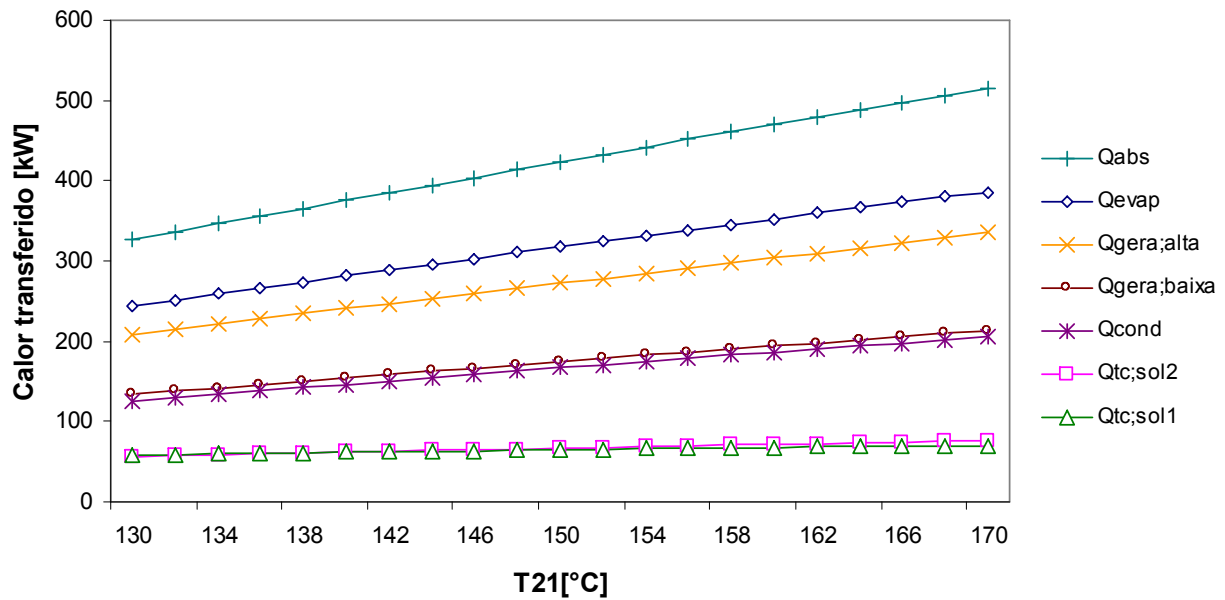


Figura 5.19: Calores transferidos em função da temperatura da fonte quente, para cada trocador de calor do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito

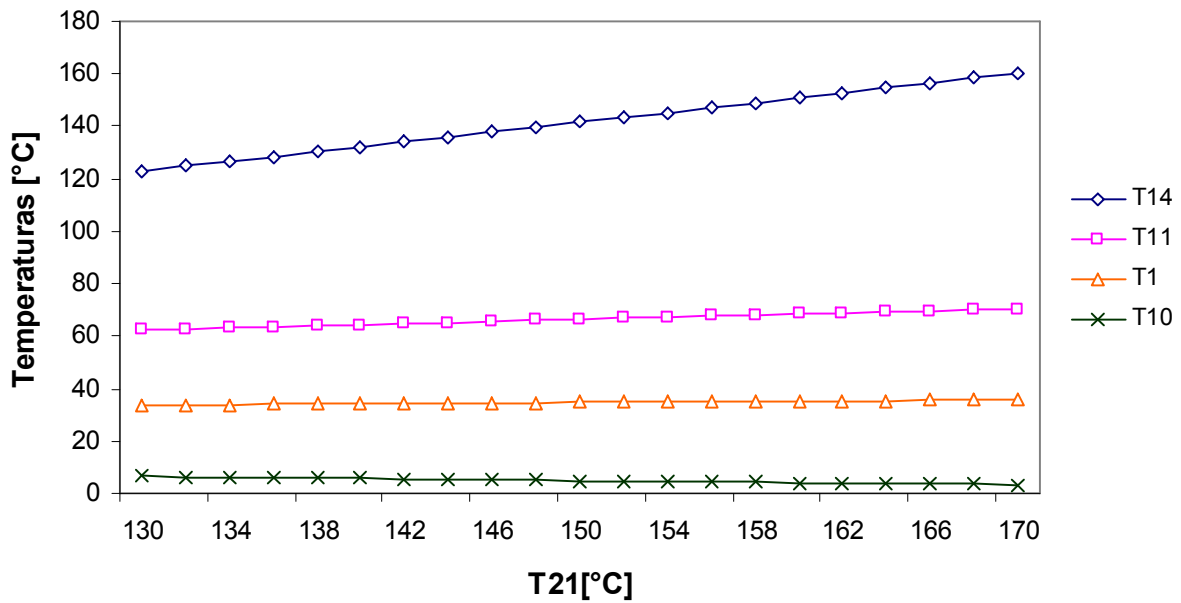


Figura 5.20: Temperaturas internas (T_{14} , T_{11} , T_1 , T_{10}) no sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em função da temperatura da fonte quente

Capítulo 6

Análise termoeconômica dos sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr de simples e duplo efeito

A base da teoria exergoeconômica é a consideração que a exergia é uma medida objetiva do valor termodinâmico de um portador de energia. Além disto, é considerado que ela está estreitamente relacionada ao valor econômico do portador. Neste sentido, quando o objetivo é atribuir um custo à um portador de energia, será adotada a exergia (não a energia ou a massa) como base no processo de atribuição de custos.

Na análise exérgica são desenvolvidas técnicas com a finalidade de avaliar as ineficiências termodinâmicas do sistema em termos de destruição de exergia e perdas de exergia. No entanto, freqüentemente é preciso conhecer quanto custam estas ineficiências, pois é útil para melhorar a efetividade do sistema, o que significa a redução dos custos dos produtos finais do sistema (Bejan et al., 1996).

A análise de custos exérgicos de um sistema é baseada na “contabilidade” da destruição de exergia, que por sua vez, está ligada à concepção do próprio sistema, e também à manutenção e operação dele.

No caso do sistema de refrigeração por absorção foi adotada a análise funcional termoeconômica (Frangopoulos, 1983 e 1987) e não a teoria do custo exérgico (Tsatsaronis, 1993 e Lozano e Valero, 1993), isto porque na análise funcional são consideradas as variações de exergia (diferenças) enquanto na teoria do custo exérgico são consideradas as exergias de cada fluxo. Esta escolha foi feita pois um fluxo de exergia negativo como os que se apresentam nestes sistemas ocasionaria um custo negativo segundo a teoria de custo exérgico o que não faria sentido neste caso.

6.1 Análise funcional com neguentropia - Considerando fluxos de exergia total

Um conceito ligado à estrutura produtiva dos sistemas térmicos é a neguentropia. A neguentropia foi introduzida por Frangopoulos (1983) ao analisar um sistema de geração de potência em um ciclo Rankine com a finalidade de mostrar a função útil dos equipamentos dissipativos do sistema. Nesse ciclo, o condensador tem a função de retirar a entropia do sistema que aumentou ao longo do ciclo, o que equivale dizer que o condensador fornece neguentropia. Na figura 6.1 é apresentado o diagrama T-s para o ciclo Rankine, onde pode ser apreciada a neguentropia fornecida pelo condensador no processo de 4 a 1 (área achurada).

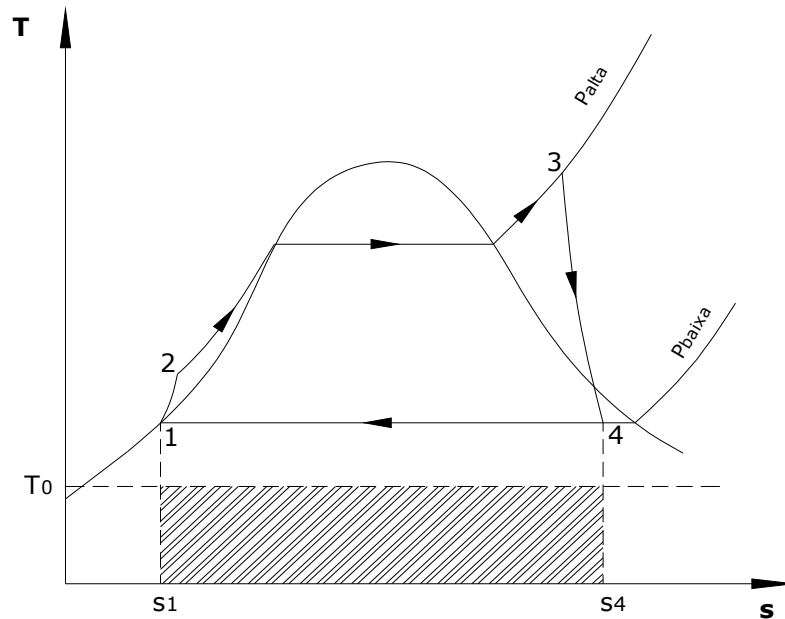


Figura 6.1 – Diagrama T – para o ciclo Rankine. Neguentropia gerada no processo de 4 a 1

A neguentropia, no processo de 4 a 1, pode ser calculada com a seguinte equação:

$$\text{Neguentropia}_{4-1} = T_0(s_4 - s_1) \quad (6.1)$$

A neguentropia é introduzida na análise da estrutura produtiva de plantas complexas com o objetivo de redistribuir os custos das irreversibilidades externas. Na estrutura produtiva, a neguentropia é um insumo para os volumes de controle, onde ocorrem aumentos na entropia dos

fluxos que os atravessam, e um produto dos volumes de controle, onde ocorrem diminuições da entropia dos fluxos que os atravessam (Alves L., 2007).

O conceito de neguentropia é utilizado nesta análise devido à presença dos equipamentos dissipativos como o condensador e a torre de resfriamento.

Para a realização desta análise, foram revisados os trabalhos de Cerqueira S. (1999), Gonzáles R. (2004), Modesto M. (2004), e Alves L. (2007), os quais aplicam a análise funcional, embora não para sistemas de refrigeração.

Há também os trabalhos de Misra et al. (2002) e (2005), nos quais é aplicada a teoria de custo exergético para sistemas de refrigeração por absorção $H_2O/LiBr$, embora estes autores não tenham considerado a exergia química em seus cálculos.

Accadia e Rossi (1998) realizaram um trabalho de otimização termoeconômica de uma planta de refrigeração por compressão aplicando a teoria de custo exergético com neguentropia.

Para apresentar a metodologia, optou-se por fazer uma análise global do sistema, considerando apenas um volume de controle. Assim, a figura 6.2 mostra o sistema de refrigeração por absorção com os insumos e o respectivo produto. Na tabela 6.1 são apresentadas as definições dos fluxos considerados na análise.

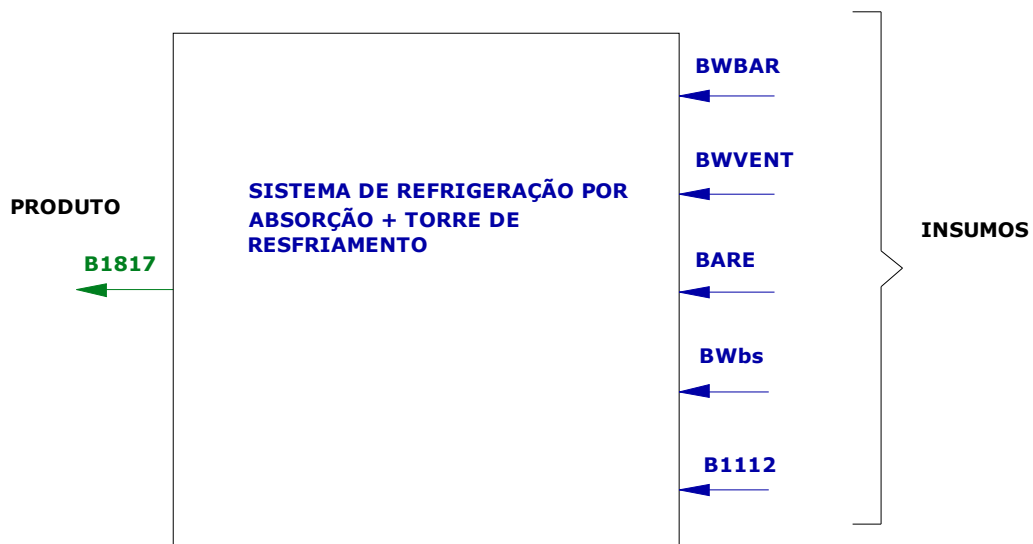


Figura 6.2 – Esquema do sistema analisado considerando apenas um volume de controle

Tabela 6.1 – Fluxos considerados na análise (1 volume de controle)

Sigla	Natureza	Equação
B1817	Exergia adicionada ao fluxo de água gelada no evaporador	$B1817 = Ex_{18} - Ex_{17}$
B1112	Exergia adicionada ao sistema	$B1112 = Ex_{11} - Ex_{12}$
BWbs	Potência consumida na bomba de solução	$BWbs = \dot{W}_{b_sol}$
BWVENT	Potência consumida no ventilador da torre de resfriamento	$BWVENT = \dot{W}_{vent}$
BWBAR	Potência consumida na bomba de água de resfriamento	$BWBAR = \dot{W}_{b-AR}$
BARE	Exergia da água de reposição na torre de resfriamento	$BARE = Ex_{21}$

Através do balanço de custos exergéticos no volume de controle obtém-se:

$$B1817^* = BWBAR^* + BWVENT^* + BARE^* + BWbs^* + B1112^* \quad (6.3)$$

Considerando que os custos exergéticos dos insumos são iguais as suas exergias:

$$B1112^* = B1112 \quad (6.4)$$

$$BWbs^* = BWbs \quad (6.5)$$

$$BWBAR^* = BWBAR \quad (6.6)$$

$$BWVENT^* = BWVENT \quad (6.7)$$

$$BARE^* = BARE \quad (6.8)$$

Finalmente:

$$B1817^* = 24,89 + 13,28 + 14,9 + 0,01331 + 88,02$$

$$B1817^* = 141,1 \text{ kW}$$

O custo exergético de um fluxo é igual a quantidade de exergia necessária para produzi-lo. Assim, do cálculo anterior pode ser percebido que são necessários 141,1kW para produzir o fluxo de resfriamento B1817.

Uma vez calculados os custos exergéticos dos fluxos, também pode ser calculado o custo exergético unitário através da equação 6.9.

$$k = \frac{B^*}{B} \quad (6.9)$$

Então, o custo exergético unitário de um fluxo indica o número de unidades exergéticas necessárias para produzir uma unidade exergética do fluxo em consideração. No caso do fluxo B1817, o custo exergético unitário foi de 10,31.

Com isso, é possível fazer a reflexão de que o valor de k obtido para o efeito de resfriamento seria diferente se fosse incluído na análise a consideração da exergia necessária para a produção de potência e o fluxo de calor consumido no sistema.

6.2 Cálculo de custos exergéticos – Sistema de simples efeito

Para o caso do sistema de simples efeito foram considerados dois casos. O primeiro caso considera o sistema de simples efeito de queima direta e, o segundo, considera o sistema de simples efeito acionado por água quente. No segundo caso é considerado que o sistema de refrigeração por absorção forma parte de um sistema de cogeração com motor a gás, desta maneira, é necessário fazer um cálculo prévio para a determinação do custo exergético unitário do insumo do sistema de refrigeração por absorção (custo exergético unitário da água quente).

Na figura 6.3 é apresentado o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito indicando os volumes de controle considerados para a análise termoeconômica. Nessa análise é introduzido o conceito de “compressor térmico” (Wark, 1995). Conforme indicado na figura 6.3, o “compressor térmico” é formado pelo conjunto das seguintes unidades: gerador, trocador de calor de solução absorvedor, válvula de expansão e bomba de solução, e a sua função é levar o fluido de trabalho, neste caso o refrigerante, de um ponto de baixa pressão e temperatura (ponto 10) a condições de pressão e temperatura maiores (ponto 7).

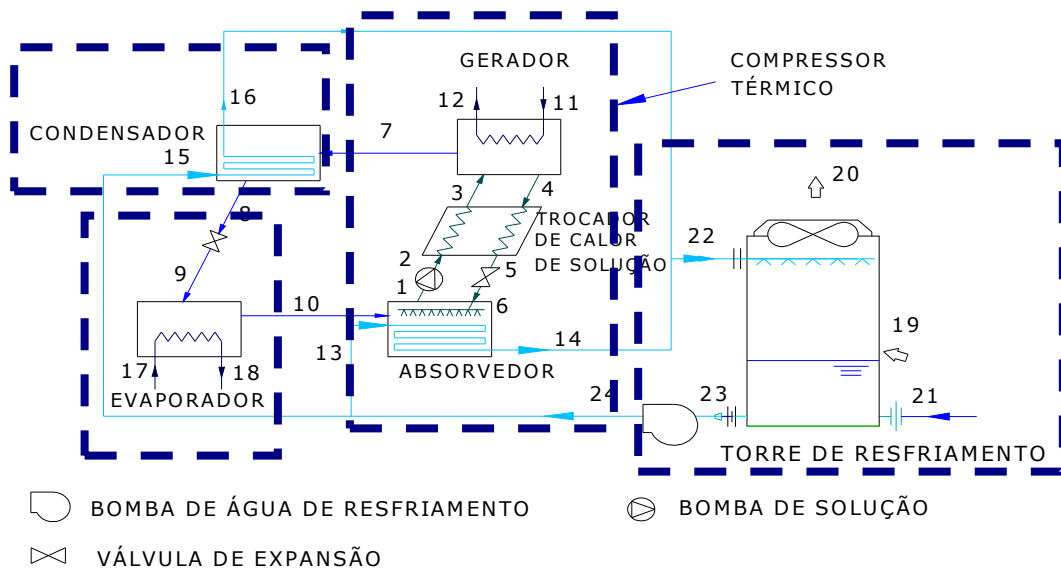


Figura 6.3 – Volumes de controle considerados para a análise funcional termoeconômica

Na figura 6.4 é apresentado o diagrama T-s do ciclo de água, onde a função do compressor térmico pode ser apreciada (processo de 10 até 7).

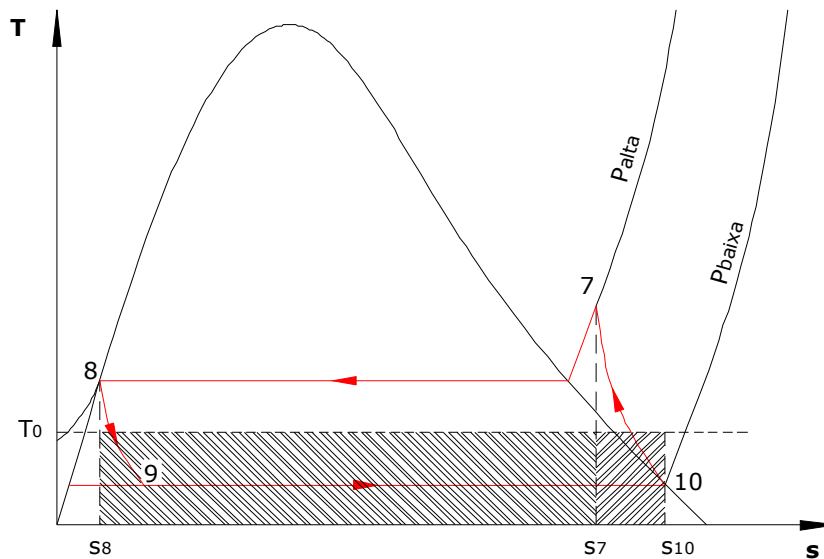


Figura 6.4 – Diagrama T-s do ciclo de água para o ciclo de simples efeito

Na figura 6.4 pode ser observado, também, a geração de neguentropia no sistema, nos processos de 10 a 7 e de 7 a 8. Assim tem-se:

$$\text{Neguentropia total} = T_0.(s_{10} - s_7) + T_0.(s_7 - s_8) \quad (6.10)$$

A tabela 6.2 mostra os fluxos considerados na análise, e a tabela 6.3 os volumes de controle adotados para aplicar a análise funcional, assim como os respectivos insumos e produtos de cada um deles.

Na figura 6.5 é apresentado o diagrama funcional do sistema. Foram adotados 4 volumes de controle e duas unidades virtuais: uma unidade distribuidora de exergia B e uma unidade distribuidora de neguentropia S . As unidades virtuais estão sendo consideradas como uma combinação de junção e distribuição de exergia no caso de B , e de neguentropia no caso de S .

Em relação aos volumes de controle, o volume 2 está constituído pelo evaporador e pela válvula de expansão como uma só unidade, uma vez que a válvula de expansão é um elemento dissipativo, cuja função é diminuir a pressão para fechar o ciclo, e é difícil definir um produto em termos exérgicos ou de geração de neguentropia para esta válvula isolada (já que esta válvula consome neguentropia).

Por outro lado o volume 3, chamado compressor térmico considera, como toda uma unidade, o absorvedor, o trocador de calor de solução, o gerador, a bomba de solução e a válvula de expansão de solução. Essa unidade tem a finalidade de elevar a pressão e temperatura do refrigerante do ponto 10 ao ponto 7, e o produto da mesma foi definido como sendo a diferença de exergia entre esses dois pontos. Além disso, tem-se como produto a geração de neguentropia (S107). Os insumos dessa unidade são a exergia fornecida pela fonte quente (B25 no caso do sistema de queima direta, ou B1112 no caso do sistema acionado por água quente) e neguentropia fornecida pelo distribuidor de entropia (S1413).

A torre de resfriamento é uma geradora de neguentropia (S2224) e tem como insumo a exergia fornecida pela bomba de água de resfriamento (BWBAR), a potência do ventilador (BWVENT) e da água de reposição que é consumida na torre (BARE).

Tabela 6.2 – Fluxos considerados na análise

Sigla	Natureza	Equação
B1817	Exergia adicionada ao fluxo de água gelada no evaporador	$B1817 = Ex_{18} - Ex_{17}$
S78	Neguentropia gerada no condensador	$S78 = \dot{m}_7 . T_0 (s_7 - s_8)$
S107	Neguentropia gerada no compressor térmico	$S107 = \dot{m}_{10} . T_0 (s_{10} - s_7)$
S2224	Neguentropia produzida na torre de resfriamento	$S2224 = \dot{m}_{22} . T_0 (s_{22} - s_{24})$
B2224	Exergia consumida na torre de resfriamento	$B2224 = Ex_{22} - Ex_{24}$
B710	Exergia adicionada ao refrigerante no compressor térmico	$B710 = Ex_7 - Ex_{10}$
B78	Exergia consumida no condensador	$B78 = Ex_7 - Ex_8$
B810	Exergia consumida no evaporador	$B810 = Ex_7 - Ex_8$
S1615	Neguentropia consumida no condensador	$S1615 = \dot{m}_{16} . T_0 (s_{16} - s_{15})$
S1413	Neguentropia consumida no compressor térmico	$S1413 = \dot{m}_{14} . T_0 (s_{14} - s_{13})$
S108	Neguentropia consumida no evaporador	$S108 = \dot{m}_{10} . T_0 (s_{10} - s_8)$
B1112	Exergia adicionada no compressor térmico – Caso do sistema acionado por água quente	$B1112 = Ex_{11} - Ex_{12}$
B25	Exergia adicionada no compressor térmico – Caso do sistema de queima direta	$B25 = Ex_{25}$
BWbs	Potência consumida na bomba de solução	$BWbs = \dot{W}_{b_sol}$
BWVENT	Potência consumida no ventilador da torre de resfriamento	$BWVENT = \dot{W}_{vent}$
BWBAR	Potência consumida na bomba de água de resfriamento	$BWBAR = \dot{W}_{b-AR}$
BARE	Exergia da água de reposição na torre de resfriamento	$BARE = Ex_{21}$

Tabela 6.3 – Tabela de insumos e produtos para análise funcional

Volume de controle	Produtos	Insumos
1. Condensador	S78	B78 + S1615
2. Evaporador + Válvula de expansão	B1817	B810 + S108
3. Compressor Térmico – Sistema acionado por água quente	B710 + S107	B1112 + BWbs + S1413
3. Compressor Térmico – Sistema de queima direta	B710 + S107	B25 + BWbs + S1413
4. Torre de resfriamento	S2224	B2224 + BWBAR + BWVENT+BARE

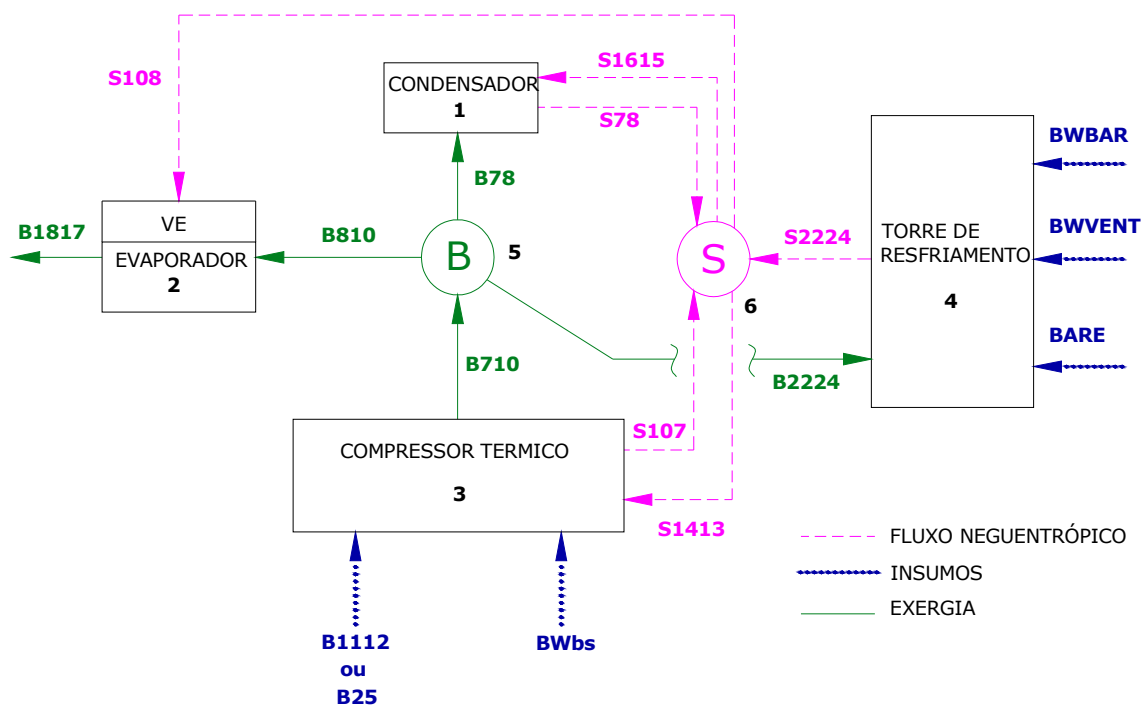


Figura 6.5 – Estrutura produtiva para a análise funcional do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito

Quanto às equações estabelecidas para o cálculo dos custos exergéticos de cada fluxo, assim como dos custos exergéticos unitários, seguem as seguintes considerações:

Evaporador + Válvula

$$B810^* + S108^* - B1817^* = 0 \quad (6.11)$$

Condensador

$$B78^* + S1615^* - S78^* = 0 \quad (6.12)$$

Compressor Térmico

Sistema acionado por água quente:

$$B1112^* + BWbs^* + S1413^* - B710^* - S107^* = 0 \quad (6.13)$$

Sistema de queima direta:

$$B25^* + BWbs^* + S1413^* - B710^* - S107^* = 0 \quad (6.14)$$

Torre de resfriamento

$$BWBAR^* + BWVENT^* + BARE^* - S2224^* + B2224^* = 0 \quad (6.15)$$

Junção de exergias

$$B710^* - B810^* - B78^* - B2224^* = 0 \quad (6.16)$$

Junção de neguentropias

$$S2224^* + S78^* + S107^* - S1413^* - S1615^* - S109^* = 0 \quad (6.17)$$

Fluxos que saem das junções tem o mesmo custo exergético unitário

$$B810^*/B810 = B78^*/B78 = B2224^*/B2224 \quad (6.18)$$

$$S1615^*/S1615 = S1413^*/S1413 \quad (6.19)$$

$$S1615^*/S1615 = S108^*/S108 \quad (6.20)$$

$$S107^*/S107 = S78^*/S78 \quad (6.21)$$

Insumos do sistema têm custo exergético unitário (k=1) no sistema de queima direta

$$B35^* = B35 \quad (6.22)$$

$$BWbs^* = BWbs \quad (6.23)$$

$$BWBAR^* = BWBAR \quad (6.24)$$

$$BWVENT^* = BWVENT \quad (6.25)$$

$$BARE^* = BARE \quad (6.26)$$

6.3 Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito em um sistema de cogeração

Para o caso do sistema acionado por água quente é necessário fazer uma análise da planta de cogeração para calcular o custo exergético do insumo do sistema de refrigeração por absorção (água quente). Os dados utilizados para este cálculo foram extraídos da proposta, de sistema de cogeração que seria instalado no Hospital Estadual de Sumaré, feita pela Union Rhac e Koblitz à CPFL (Union Rhac e Koblitz, 2005).

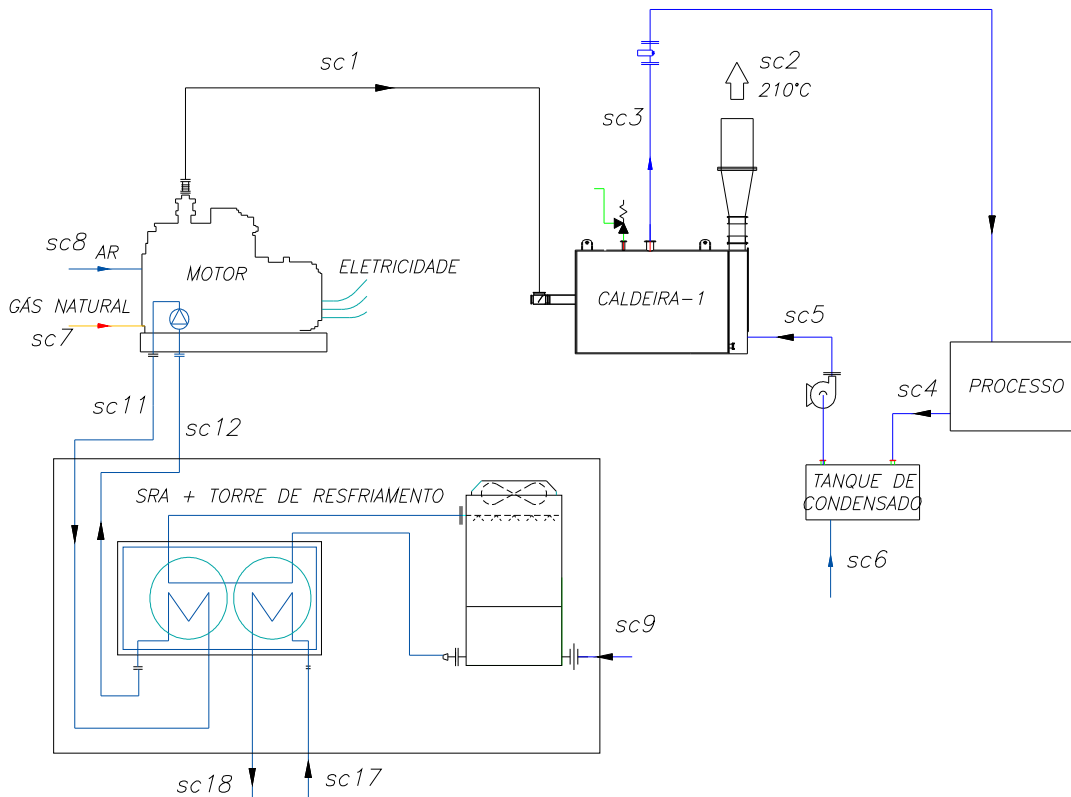


Figura 6.6 – Esquema da planta de cogeração analisada

A figura 6.6 mostra o esquema simplificado da planta de cogeração analisada. Esta planta é composta por um motor gerador a gás natural, uma caldeira de recuperação, um tanque de retorno de condensado e uma unidade de refrigeração por absorção de simples efeito operando em conjunto com a torre de resfriamento. É importante esclarecer que o vapor que vai para o “processo” é referente ao consumo de vapor do hospital nos seus processos (por exemplo lavanderia ou esterilização), segundo a proposta de Union Rhac e Koblitz, (2005).

Nesta análise foi considerado que o sistema de refrigeração de simples efeito utiliza como insumo a água quente do sistema de arrefecimento do motor.

Por outro, na análise posterior, foi considerado que o sistema de duplo efeito trabalha com vapor. Assim, na análise do sistema de duplo efeito, o custo do vapor de insumo é considerado igual ao custo do vapor que segue para “processo” na figura 6.6.

Na tabela 6.4 são apresentadas as condições de operação no sistema de cogeração analisado.

Tabela 6.4 – Condições de operação no sistema de cogeração analisado

Fluxo	Composição	m	T	P
		kg/s	°C	kPa
sc1	Gases de exaustão	1,094	645	121,6
sc2	Gases de exaustão	1,094	212	121,6
sc3	Vapor	0,1348	179,1	981
sc4	Água	0,1078	70	200
sc5	Água	0,1348	65,2	981
sc6	Água	0,0270	29	101,3
sc7	Gás natural	0,0348	29	101,3
sc8	Ar	0,6532	29	101,3
sc9	Água (ponto 21 na figura 5.1)	0,2975	29	101,3
sc11	Água (ponto 11 na figura 5.1)	13,6	100	424,7
sc12	Água (ponto 12 na figura 5.1)	13,6	100	145,2
sc17	Água (ponto 17 na figura 5.1)	13,46	12	424,7
sc18	Água (ponto 18 na figura 5.1)	13,46	6,5	145,2

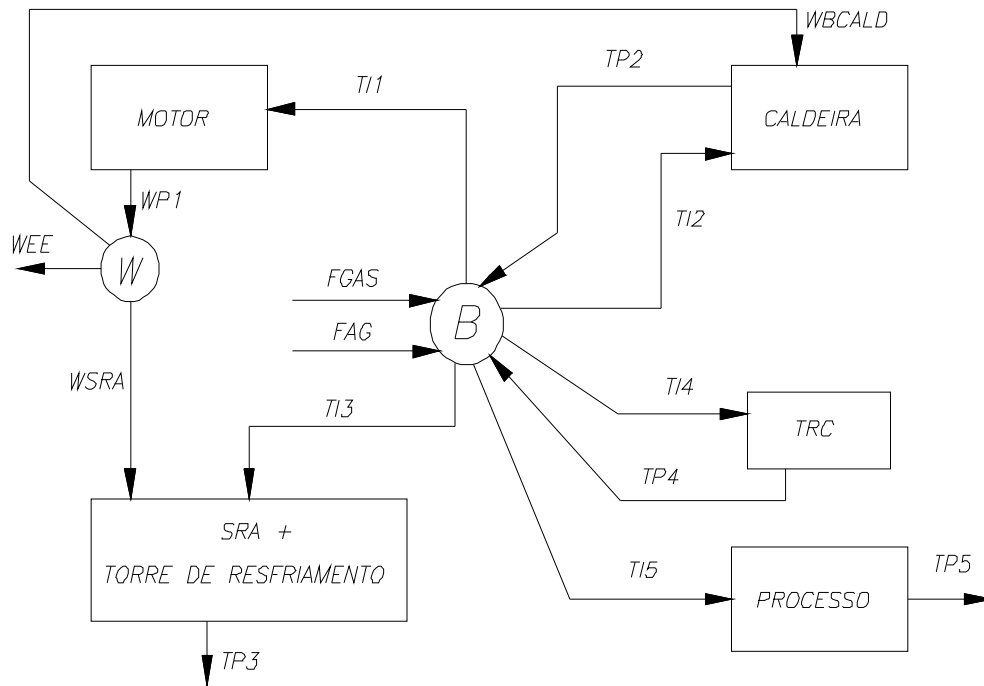


Figura 6.7 – Estrutura produtiva do sistema de cogeração para a análise funcional

Com o propósito de manter a uniformidade no trabalho, foi aplicada a análise funcional termoeconômica em todo o sistema de cogeração para obter o custo exergéticos da água quente produzida no motor gerador a gás. Na figura 6.7 é apresentado o diagrama funcional para o sistema de cogeração. Na estrutura produtiva do sistema de cogeração foram considerados cinco volumes de controle e duas unidades virtuais: um junção de exergia térmica e um junção de potência elétrica. Ao contrário da análise realizada no próprio sistema de refrigeração, na análise realizada no sistema de cogeração a neguentropia não é aplicada, uma vez que os produtos de cada volume de controle considerado podem ser definidos de maneira clara.

Na tabela 6.5 são apresentadas as definições dos insumos e dos produtos de cada volume de controle do diagrama funcional da figura 6.7.

Tabela 6.5 – Definições dos insumos e dos produtos de cada volume de controle do diagrama funcional

Volume de controle	Insumo	Produto
Motor	$TI_1 = EX_{sc7} - EX_{sc1} - (EX_{sc11} - EX_{sc12})$	$WP_1 = W_{motor}$
Caldeira de recuperação	$TI_2 = EX_{sc1} - EX_{sc2}$	$TP_2 = EX_{sc3} - EX_{sc5}$
Sistema de refrigeração por absorção + Torre de resfriamento	$TI_3 = EX_{sc11} - EX_{sc12}$	$TP_3 = EX_{sc18} - EX_{sc17}$
Tanque de retorno de condensado	$TI_4 = EX_{sc6} + EX_{sc4}$	$TP_4 = EX_{sc5}$
Processo	$TI_5 = EX_{sc3} - EX_{sc4}$	$TP_5 = \eta_{c5} * Q_{processo}$
Junção de exergia	$F_{GAS}, F_{AG}, EX_{sc9}, TP_2, TP_4$ $F_{GAS} = EX_{sc7}$ $F_{AG} = EX_{sc6} + EX_{sc9}$	$TI_1, TI_2, TI_3, TI_4, TI_5$
Junção de potência elétrica	WP_1	$W_{EE}, W_{SRA}, W_{BCALD}$ Onde: $\dot{W}_{SRA} = \dot{W}_{b_sol} + \dot{W}_{vent} +$ \dot{W}_{b-AR}

O balanço de custos exergéticos determina o custo dos insumos e dos produtos de cada unidade. Da figura 6.7 obtém-se as seguintes equações:

Motor gerador

$$TI_1^* = WP_1^* \quad (6.27)$$

Caldeira de recuperação

$$TI_2^* + W_{BCALD}^* = TP_2^* \quad (6.28)$$

Sistema de refrigeração por absorção mais Torre de resfriamento

$$TI_3^* + W_{SRA}^* = TP_3^* \quad (6.29)$$

Tanque de retorno de condensado

$$TI_4^* = TP_4^* \quad (6.30)$$

Processo

$$TI_5^* = TP_5^* \quad (6.31)$$

Junção - distribuição de exergia

$$F_{GAS}^* + F_{AG}^* + TP_2^* + TP_4^* = TI_1^* + TI_2^* + TI_4^* + TI_5^* + TI_3^* \quad (6.32)$$

Junção - distribuição de potência elétrica

$$W_{P1}^* = W_{EE}^* + W_{BCALD}^* + W_{SRA}^* \quad (6.33)$$

Fluxos que saem das junções tem o mesmo custo exergético unitário

$$k_{TB} = k_{TI5} = k_{TI4} = k_{TI2} = k_{TI1} \quad (6.34)$$

$$k_{WEE} = k_{WBCALD} = k_{WSRA} \quad (6.35)$$

Custos exergéticos dos insumos iguais a sua exergia

$$F_{GAS}^* = F_{GAS} = EX_{sc7} \quad (6.36)$$

$$F_{AG}^* = F_{AG} = EX_{sc6} + EX_{sc9} \quad (6.37)$$

Os custos exergéticos calculados no sistema de cogeração são apresentados na tabela 6.6. Com base nos resultados obtidos pode ser observado que o custo exergético unitário da água quente resultou $k_{TB} = k_{1112} = 1,258$, enquanto o custo exergético unitário da eletricidade produzida foi $k_{EE} = 3,66$. Levando em consideração estes dados, pode ser feita a análise dos componentes internos do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito de forma mais detalhada utilizando-se para isso as equações 6.11 a 6.21 e as considerações apresentadas nas equações 6.38 a 6.41:

$$B_{1112}^* = k_{1112} . B_{1112} \quad (6.38)$$

$$BW_{bs}^* = k_{EE} . BW_{bs} \quad (6.39)$$

$$BW_{BAR}^* = k_{EE} . BW_{BAR} \quad (6.40)$$

$$BW_{VENT}^* = k_{EE} . BW_{VENT} \quad (6.41)$$

Tabela 6.6 – Custos exergéticos calculados no sistema de cogeração

Fluxo	k	E [kW]	E* [kW]
TI ₁	1,258	1237	1556,1
TI ₂	1,258	250,6	315,3
TI₃	1,258	88,02	110,7
TI ₄	1,258	19,96	25,1
TI ₅	1,258	116,8	146,9
TP ₂	2,766	117,1	323,9
TP ₃	18,31	13,68	250,5
TP ₄	1,393	18,02	25,1
TP ₅	2,076	70,71	146,8
W_{PI}	3,66	425	1555,5
W_{EE}	3,66	384,4	1406,9
W_{BCALD}	3,66	2,425	8,9
W_{SRA}	3,66	38,19	139,8
F_{GAS}	1	1788	1788,0
F_{AG}	1	16,45	16,5

Finalmente, na tabela 6.7 são apresentados os resultados do cálculo dos custos exergéticos no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito, considerando os casos de queima direta e acionado por água quente como parte de um sistema de cogeração.

Tabela 6.7 – Custos exergéticos e custos exergéticos unitários no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito para os casos de queima direta e acionado por água quente

		Sistema de queima direta		Sistema acionado por água quente	
Fluxo	E	k	E*	k	E*
	kW		kW		kW
B1817	13,68	50,33	688,5	19,39	265,3
S78	316,2	1,71	540,7	0,6985	220,9
S107	24,82	1,71	42,4	0,6985	17,3
S2224	744,7	0,07403	55,1	0,2084	155,2
B2224	0,1058	19,49	2,1	5,683	0,6
B710	42,88	19,54	837,9	5,697	244,3
B78	17,75	19,49	345,9	5,683	100,9
B810	25,13	19,49	489,8	5,683	142,8
S1615	334	0,583	194,7	0,3594	120,0
S1413	419,8	0,583	244,7	0,3594	150,9
S108	341,1	0,583	198,9	0,3594	122,6
B1112	88,02	--	--	1,258	110,7
B25	635,6	1	635,6	--	--
BWbs	0,01331	1	0,01331	3,66	0,0487
BWVENT	13,28	1	13,3	3,66	48,6
BWBAR	24,89	1	24,9	3,66	91,1
BARE	14,9	1	14,9	1	14,9

6.4 Cálculo de custos monetários – Sistema de simples efeito

O custo monetário é definido pela seguinte equação:

$$C_m = c \cdot Ex \quad (6.42)$$

C_m : custo monetário (US\$/h)

c : Custo monetário unitário (US\$/kW-h)

O balanço de custos monetários em um volume de controle é dado pela seguinte equação:

$$\sum C_{m;ei} + \dot{Z}_k = \sum C_{m;sj} \quad (6.43)$$

$C_{m;ei}$: Custos monetários dos fluxos que entram (US\$/h)

\dot{Z}_k : Custos de capital e manutenção (US\$/h)

$C_{m;sj}$: Custos monetários dos fluxos que saem (US\$/h)

Em relação aos custos de equipamento, segundo Santos (2007) o custo de uma unidade de refrigeração por absorção H₂O/LiBr, da marca Carrier de 90 TR, de simples efeito e acionada por água quente é de US\$ 135.000,00. Fazendo uma distribuição do custo total do equipamento entre cada componente, considerando as porcentagens utilizadas por Misra et al. (2003) obtém-se os resultados expostos na tabela 6.8.

Tabela 6.8. Distribuição do custo total do sistema de refrigeração por absorção entre cada componente do sistema.

Componente	%	Custo de cada componente do sistema US\$
Absorvedor	37,99	51.283,14
Gerador	26,23	35.405,66
Condensador	9,50	12.820,79
Evaporador	20,09	27.124,97
Trocador de solução	5,31	7.172,29
Bomba de solução	0,88	1.193,15
Sistema total	100,00	135.000,00

Em relação ao custo da torre de resfriamento, Aurora (2007), fornece um custo de torre de resfriamento de R\$ 24.110,00 (aproximadamente US\$ 12.879,81) conforme as especificações solicitadas do sistema de duplo efeito. Para o cálculo do custo da torre de esfriamento do sistema de simples efeito foi utilizado o fator de escala α e a equação 6.44, é utilizada para calcular o custo de um equipamento de diferente capacidade (Bejan et al.,1996).

$$C_{CEY} = C_{CEW} \cdot (X_Y / X_W)^\alpha \quad (6.44)$$

Onde C_{CEY} é o custo do equipamento que será calculado, C_{CEW} é o custo do equipamento de referência, X_Y é a capacidade ou medida do equipamento cujo custo é desconhecido e X_W é a capacidade ou medida do equipamento de referência.

Utilizando dados de Gonzáles (2004) e atualizando custos através da equação 6.45 (Bejan et al.,1996) pode ser estimado o custo da bomba de água de resfriamento.

$$\text{Custo no ano de referência} = \text{Custo original} \cdot (IC_{AR}/IC_{AA}) \quad (6.45)$$

Onde IC_{AR} é o índice de custo no ano de referência e IC_{AA} é o índice de custo no ano em que foi adquirido o equipamento originalmente. O índice de custo utilizado no presente trabalho

foi o IGP-10 e a relação IC_{AR}/IC_{AA} entre os anos 2004 (ano do trabalho de Gonzáles, 2004) e o ano 2007 resultou em 1,145.

Na tabela 6.9 é apresentada a distribuição de custos entre os volumes de controle adotados para realizar a análise funcional termoeconômica.

Tabela 6.9. Distribuição de custos entre os volumes de controle adotados no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito

VOLUMES DE CONTROLE	Z [US\$]
1. Condensador	12.821
2. Evaporador	27.125
3. Compressor térmico	95.054
4. Torre de resfriamento + bomba de água de resfriamento	19.902

Os custos de capital (\dot{Z}_k) são calculados em função dos custos de aquisição dos equipamentos Z , conforme equação 6.46.

$$\dot{Z}_k = \zeta \cdot Z_k \quad (6.46)$$

Onde ζ é o fator de capital, operação e manutenção (Cerqueira, 1999) e pode ser determinado através da equação 6.47 em função do fator de recuperação de capital (ε), do fator de operação e manutenção (γ) e do tempo de operação anual (τ) expressado em horas.

$$\zeta = \frac{\varepsilon \cdot \gamma}{\tau} \quad (6.47)$$

No cálculo do fator de recuperação de capital foi utilizada a equação 6.48. Considerando uma taxa de juros (i) de 12% a.a e um período (n) de 10 anos, o fator epsilon resulta igual a 0,177.

$$\varepsilon = \left(\frac{\left((1+i)^n - 1 \right)}{i \cdot (1+i)^n} \right)^{-1} \quad (6.48)$$

Considerando um fator de operação e manutenção (γ) de 1,06, e um tempo de operação anual (τ) de 3120 h, o fator de capital calculado através da equação 6.47 é de $6,03 \times 10^{-5} \text{ h}^{-1}$.

Na tabela 6.10 são apresentados os custos de capital (\dot{Z}_k) para cada volume de controle do sistema de refrigeração por absorção e para cada equipamento do sistema de cogeração da figura 6.7. Os dados de custos de equipamentos do sistema de cogeração foram adotados de Gonzáles (2004) e atualizados utilizando a equação 6.45.

O cálculo dos custos monetários, tanto para o sistema de queima direta como para o sistema acionado por água quente, foi baseado no custo de equipamento fornecido por Santos (2007), isto pela falta de disponibilidade de dados para o sistema de simples efeito de queima direta.

Tabela 6.10. Custos de capital para os volumes de controle adotados no sistema de refrigeração por absorção e para os equipamentos do sistema de cogeração

Volumes de controle no sistema de refrigeração por absorção de simples efeito	\dot{Z}_k [US\$/h]
1. Condensador	0,7709
2. Evaporador	1,631
3. Compressor térmico	5,716
4. Torre de resfriamento + bomba de água de resfriamento	1,197
Equipamentos do sistema de cogeração	
Motor	13,49
Caldeira de recuperação	0,9834
Sistema de refrigeração por absorção + Torre de resfriamento	9,314
Tanque de retorno de condensado	0,01804

Fonte: Elaboração própria tendo por base Gonzáles, 2004

Custo monetário dos insumos

Gás natural

Para o gás natural são utilizadas as tarifas da Companhia de Gás de São Paulo (COMGÁS). No caso do sistema de queima direta são aplicadas as tarifas do segmento comercial, no qual o cálculo do importe mensal (IM) a pagar considera um encargo fixo (CF) e um encargo variável (CV) diferente para cada classe de consumo (CSPE, 2007). As classes de consumo estão em função do consumo mensal de gás natural em m³/mês. O cálculo do importe mensal é calculado através da equação 6.49.

$$IM = CF + CV \times \text{Consumo}_{\text{mensal}} \quad (6.49)$$

Na tabela A7 do anexo são apresentadas as tarifas da COMGÁS para o segmento comercial. Tomando como dados o consumo de gás do sistema de queima direta de 0,01697m³/s, o tempo de operação em um mês de 260 h e um fator de operação de 0,58 (De Vasconcelos, 2005), o consumo mensal de gás natural resulta em 9.214 m³/mês, o que corresponde à classe de consumo n° 7 (3.500,01 a 50.000,00 m³). Para essa classe, o valor do encargo fixo é de 2.205,49 R\$/mês, enquanto o valor do encargo variável é de 1,121135 R\$/m³.

Para a análise termoeconômica em base monetária é utilizado o custo médio do gás, que pode ser calculado com a equação 6.50. Esse custo é expressado em US\$/kW-h e considera a taxa de cambio do dólar (t_{cambio}). O custo médio do gás para o sistema de queima direta de simples efeito resultou em 0,06254 US\$/kW-h.

$$c_{25} = c_{\text{GAS}} = (\text{Importe mensal} \times 3600) / (\text{Consumo mensal} \times \text{PCI} \times t_{\text{cambio}}) \quad (6.50)$$

No caso do sistema acionado por água quente, o custo do gás natural consumido pelo motor gerador é calculado segundo as tarifas da COMGÁS para o segmento cogeração. Essas tarifas são apresentadas na tabela A8 do anexo. O cálculo do importe mensal (IM) é feito segundo a equação 6.51.

$$IM = C_{GT} \times \text{Consumo}_{\text{mensal}} + CV \times \text{Consumo}_{\text{mensal}} \quad (6.51)$$

Onde C_{GT} é o custo do gás e do transporte, que é igual a 0,43969 R\$/m³ nos casos em que o gás canalizado é adquirido para cogeração de energia elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda ao consumidor final. Por outro lado o valor do encargo variável (CV) depende do consumo mensal de gás. Considerando o consumo de gás do motor gerador (0,0348 kg/s), o tempo de operação mensal (260 h) e o fator de operação (0,58), o consumo mensal de gás do sistema de cogeração é de 25.052 m³/mês. Para este consumo (correspondente à classe 1 da tabela A8) o encargo variável correspondente é de 0,1949481 R\$/m³.

Para a análise termoeconômica do sistema acionado por água quente, o custo médio do gás também é calculado através da equação 6.50. Substituindo valores, o custo médio do gás consumido pelo motor gerador do sistema de cogeração é de 0,02917 US\$/kW-h.

Eletricidade

O custo da eletricidade consumida pelo sistema de queima direta é adotado das tarifas da CPFL. No presente trabalho foram adotadas as tarifas de consumo para o cliente Horo-Sazonal Azul Classe A4 no período seco no horário de ponta. O valor dessa tarifa é de 302,56 R\$/MWh (CPFL, 2007).

Para o caso do sistema de cogeração, o custo da eletricidade consumida pelo sistema de refrigeração por absorção é calculado, a partir da análise termoeconômica, como um produto do sistema.

Água

Para o custo da água foram consideradas as tarifas da SANASA categoria comercial. Conforme o consumo mensal de água calculado, a tarifa resultou em 11,07 R\$/m³-mês e uma parcela a deduzir de R\$ 248,56 (SANASA, 2006).

Equacionamento para a análise termoeconômica em base monetária: sistema de cogeração

Motor gerador

$$C_{m;TI1} + \dot{Z}_{motor} = C_{m;WP1} \quad (6.52)$$

Caldeira de recuperação

$$C_{m;TI2} + C_{m;WBCALD} + \dot{Z}_{caldeira} = C_{m;TP2} \quad (6.53)$$

Sistema de refrigeração por absorção + Torre de resfriamento

$$C_{m;TI3} + C_{m;WSRA} + \dot{Z}_{SRA} = C_{m;TP3} \quad (6.54)$$

Tanque de retorno de condensado

$$C_{m;TI4} + \dot{Z}_{TRC} = C_{m;TP4} \quad (6.55)$$

Processo

$$C_{m;TI5} = C_{m;TP5} \quad (6.56)$$

Junção-distribuição de exergia

$$C_{m;GAS} + C_{m;AG} + C_{m;TP2} + C_{m;TP4} = C_{m;TI1} + C_{m;TI2} + C_{m;TI4} + C_{m;TI5} + C_{m;TI3} \quad (6.57)$$

Junção-distribuição de potência elétrica

$$W_{P1}^* = W_{EE}^* + W_{BCALD}^* + W_{SRA}^* \quad (6.58)$$

Fluxos que saem das junções têm o mesmo custo monetário unitário

$$C_{TI3} = C_{TI5} = C_{TI4} = C_{TI2} = C_{TI1} \quad (6.59)$$

$$C_{WEE} = C_{WBCALD} = C_{WSRA} \quad (6.60)$$

Equacionamento para a análise termoeconômica em base monetária: sistema de refrigeração por absorção

Evaporador + Válvula

$$C_{m;B810} + C_{m;S108} + \dot{Z}_{evap} = C_{m;B1817} \quad (6.61)$$

Condensador

$$C_{m;B78} + C_{m;S1615} + \dot{Z}_{cond} = C_{m;S78} \quad (6.62)$$

Compressor Térmico

Sistema acionado por água quente:

$$C_{m;B1112} + C_{m;BWbs} + C_{m;S1413} \dot{Z}_{CT} = C_{m;B710} + C_{m;S107} \quad (6.63)$$

$$c_{T13} = c_{B1112} \quad (6.64)$$

Sistema de queima direta:

$$C_{m;B25} + C_{m;BWbs} + C_{m;S1413} + \dot{Z}_{CT} = C_{m;B710} + C_{m;S107} \quad (6.65)$$

Torre de resfriamento

$$C_{m;BWBAR} + C_{m;BWVENT} + C_{m;BARE} + C_{m;B2224} + \dot{Z}_{torre} = C_{m;S2224} \quad (6.66)$$

Junção de exergias

$$C_{m;B710} = C_{m;B810} + C_{m;B78} + C_{m;B2224} \quad (6.67)$$

Junção de neguentropias

$$C_{m;S2224} + C_{m;S78} + C_{m;S107} = C_{m;S1413} + C_{m;S1615} + C_{m;S108} \quad (6.68)$$

Fluxos que saem das junções têm o mesmo custo monetário unitário

$$c_{B810} = c_{B78} = c_{B2224} \quad (6.69)$$

$$c_{S1615} = c_{S1413} \quad (6.70)$$

$$c_{S1615} = c_{S108} \quad (6.71)$$

$$c_{S107} = c_{S78} \quad (6.72)$$

Os resultados da análise termoeconômica em base monetária para o sistema de cogeração são apresentados na tabela 6.11, enquanto os resultados da análise para o sistema de refrigeração por absorção de simples efeito são apresentados na tabela 6.12.

Tabela 6.11 – Custos monetários no sistema de cogeração

Fluxo	C [US\$/kWh]	E_x [kW]	C_m [US\$/h]
TI ₁	0,0398	1237	49,18
TI ₂	0,0398	250,6	9,96
TI₃	0,0398	88,02	3,50
TI₄	0,0398	19,96	0,79
TI ₅	0,0398	116,8	4,64
TP ₂	0,0965	117,1	11,30
TP ₃	1,3480	13,68	18,44
TP ₄	0,0451	18,02	0,81
TP ₅	0,0657	70,71	4,64
W _{PI}	0,1475	425	62,69
W _{EE}	0,1475	384,4	56,70
W _{BCALD}	0,1475	2,425	0,36
W _{SRA}	0,1475	38,19	5,63
F_{GAS}	0,0292	1788	52,16
F_{AG}	0,2314	16,45	3,81

Tabela 6.12 – Custos monetários nos sistemas de refrigeração por absorção de simples efeito analisados

Fluxo	E	Sistema de queima direta		Sistema acionado por água quente	
		c	Cm	c	Cm
	kW	US\$/kWh	US\$/h	US\$/kWh	US\$/h
B1817	13,68	4,2480	58,11	1,6040	21,94
S78	316,2	0,1447	45,75	0,0557	17,62
S107	24,82	0,1447	3,59	0,0557	1,38
S2224	744,7	0,0140	10,42	0,0139	10,38
B2224	0,1058	1,5070	0,16	0,4444	0,05
B710	42,88	1,5110	64,79	0,4455	19,10
B78	17,75	1,5070	26,75	0,4444	7,89
B810	25,13	1,5070	37,87	0,4444	11,17
S1615	334	0,0546	18,23	0,0268	8,96
S1413	419,8	0,0546	22,92	0,0268	11,27
S108	341,1	0,0546	18,62	0,0268	9,16
B1112	88,02	--	--	0,0398	3,50
B25	635,6	0,0625	39,75	--	--
BWbs	0,01331	0,1455	0,0019	0,1475	0,0020
BWVENT	13,28	0,1455	1,93	0,1475	1,96
BWBAR	24,89	0,1455	3,62	0,1475	3,67
BARE	14,9	0,2355	3,51	0,2314	3,45

6.5 Cálculo de custos exeréticos – Sistema de duplo efeito

Para o caso do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito também foram estudados dois casos. O primeiro considera o sistema de duplo efeito com queima direta, e o segundo considera o sistema de duplo efeito acionado por vapor. De maneira similar ao caso do sistema de simples efeito, no segundo caso é considerado que o sistema de duplo efeito acionado por vapor forma parte de um sistema de cogeração com motor a gás. Assim, para o cálculo dos custos exeréticos e monetários serão tomados como dados alguns dos resultados obtidos no cálculo da planta de cogeração analisada na secção anterior, especificamente os custos exeréticos e monetários do vapor (k_{TP2} , c_{TP2}) e da eletricidade (k_{WSRA} e c_{WSRA}).

A figura 6.8 mostra o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito indicando os volumes de controle adotados para a realização da análise funcional. Neste caso também é aplicado o conceito de compressor térmico.

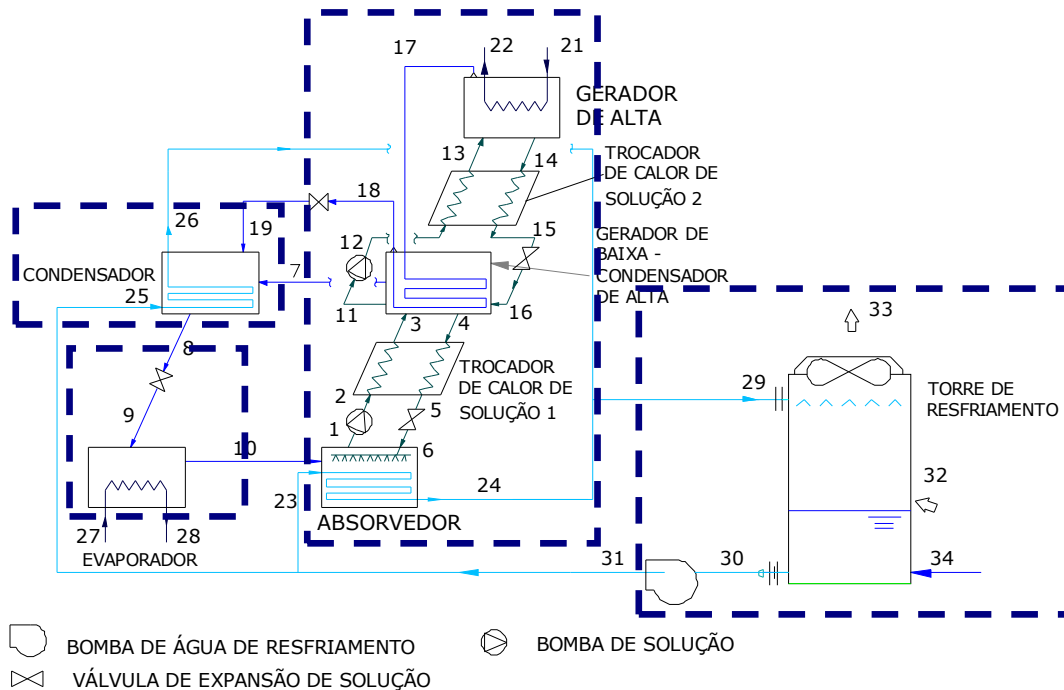


Figura 6.8 – Volumes de controle considerados para a análise termoeconômica do sistema de refrigeração de duplo efeito

Na tabela seguinte são apresentados os insumos e produtos considerados para a análise funcional em cada volume de controle. Por outro lado a figura 6.9 apresenta, de forma gráfica, a estrutura produtiva do sistema de duplo efeito. Essa estrutura produtiva tem muita semelhança com a estrutura do sistema de simples efeito, uma vez que foram adotados os mesmos volumes de controle para a análise. Na tabela 6.14 estão as definições e as equações de cada fluxo considerado na análise.

Tabela 6.13 – Tabela de insumos e produtos para análise funcional no sistema de duplo efeito

Volume de controle	Produtos	Insumos
1. Condensador	S78 + S198	B78 + B198 + S2625
2. Evaporador + Válvula de expansão	B2827	B810 + S108
3. Compressor Térmico – Sistema acionado por vapor	B710 + B1910 + S1019 + S107	B2122 + BWbs1 + BWbs1 + S2423
3. Compressor Térmico – Sistema de queima direta	B710 + B1910 + S1019 + S107	B35 + BWbs1 + BWbs1 + S2423
4. Torre de resfriamento	S2931	B2931 + BWBAR + BWVENT+BARE

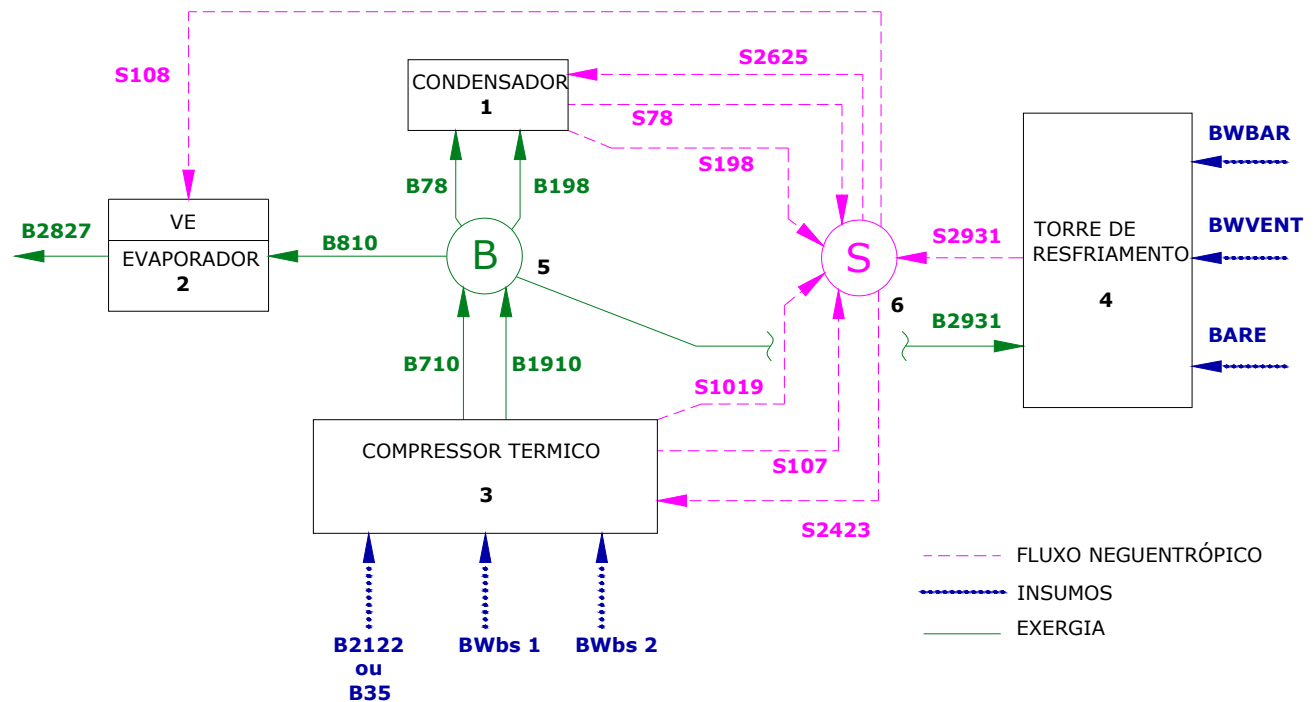


Figura 6.9 – Volumes de controle considerados para a análise termoeconômica do sistema de refrigeração de duplo efeito

Tabela 6.14 – Fluxos considerados na análise termoeconômica do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito

Sigla	Natureza	Equação
B2827	Exergia adicionada ao fluxo de água gelada no evaporador	$B2827 = Ex_{28} - Ex_{27}$
S78	Neguentropia gerada no condensador	$S78 = \dot{m}_7 \cdot T_0 (s_7 - s_8)$
S198	Neguentropia gerada no condensador	$S198 = \dot{m}_7 \cdot T_0 (s_{19} - s_8)$
S107	Neguentropia gerada no compressor térmico	$S107 = \dot{m}_7 \cdot T_0 (s_{10} - s_7)$
S1019	Neguentropia gerada no compressor térmico	$S1019 = \dot{m}_{19} \cdot T_0 (s_{10} - s_{19})$
S2931	Neguentropia produzida na torre de resfriamento	$S2224 = \dot{m}_{22} \cdot T_0 (s_{22} - s_{24})$
B2931	Exergia consumida na torre de resfriamento	$B2931 = Ex_{29} - Ex_{31}$

continua...

Tabela 6.14 – Fluxos considerados na análise termoeconômica do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito

...continuação		
B710	Exergia adicionada ao refrigerante no compressor térmico.	$B710 = Ex_7 - Ex_{10}$
B1910	Exergia adicionada ao refrigerante no compressor térmico.	$B1910 = Ex_{19} - Ex_{10}$
B78	Exergia consumida no condensador	$B78 = Ex_7 - Ex_8$
B198	Exergia consumida no condensador	$B198 = Ex_{19} - Ex_8$
B810	Exergia consumida no evaporador	$B810 = Ex_7 - Ex_8$
S2625	Neguentropia consumida no condensador	$S2625 = \dot{m}_{16} \cdot T_0 (s_{16} - s_{15})$
S2423	Neguentropia consumida no compressor térmico	$S2423 = \dot{m}_{14} \cdot T_0 (s_{14} - s_{13})$
S108	Neguentropia consumida no evaporador	$S108 = \dot{m}_{10} \cdot T_0 (s_{10} - s_8)$
B2122	Exergia adicionada no compressor térmico – Caso do sistema acionado por vapor	$B2122 = Ex_{21} - Ex_{22}$
B35	Exergia adicionada no compressor térmico – Caso do sistema de queima direta	$B25 = Ex_{25}$
BWbs1	Potência consumida na primeira bomba de solução	$BWbs1 = \dot{W}_{b_sol}$
BWbs2	Potência consumida na primeira bomba de solução	$BWbs2 = \dot{W}_{b_sol}$
BWVENT	Potência consumida no ventilador da torre de resfriamento	$BWVENT = \dot{W}_{vent}$
BWBAR	Potência consumida na bomba de água de resfriamento	$BWBAR = \dot{W}_{b-AR}$
BARE	Exergia da água de reposição na torre de resfriamento	$BARE = Ex_{21}$

Para as equações estabelecidas para o cálculo dos custos exergéticos de cada fluxo, assim como dos custos exergéticos unitários, seguem as seguintes considerações:

Condensador

$$B78^* + B198^* + S2625^* - S78^* - S198^* = 0 \quad (6.73)$$

Evaporador + válvula de expansão

$$S108^* + B810^* - B2827^* = 0 \quad (6.74)$$

Compressor Térmico

$$B2122^* + BWbs1^* + BWbs2^* + S2423^* - B710^* - B1910^* - S1019^* - S107^* = 0 \quad (6.75)$$

Torre de resfriamento

$$BWBAR^* + BWVENT^* + BARE^* + B2931^* - S2931^* = 0 \quad (6.76)$$

Junção de exergias

$$B710^* + B1910^* - B810^* - B78^* - B198^* - B2931^* = 0 \quad (6.77)$$

Junção de neguentropias

$$S78^* + S198^* + S1019^* + S107^* + S2931^* - S2625^* - S108^* - S2423^* = 0 \quad (6.78)$$

Fluxos que saem das junções tem o mesmo custo exergético unitário

$$k_{B78} = k_{B198} = k_{B810} = k_{B2931} \quad (6.79)$$

$$k_{S108} = k_{S2625} = k_{S2423} \quad (6.80)$$

Também foram feitas as seguintes considerações em relação aos produtos neguentropicos do condensador, do compressor térmico e dos produtos exergéticos do compressor térmico.

$$k_{S107} = k_{S1019} = k_{S198} = k_{S78} \quad (6.81)$$

$$k_{B710} = k_{B1910} \quad (6.82)$$

Sistema de queima direta: Insumos do sistema têm custo exergético unitário (k=1)

$$k_{B35} = k_{BWBAR} = k_{BWVENT} = k_{BARE} = k_{BWbs1} = k_{BWbs2} = 1 \quad (6.83)$$

Sistema acionado por vapor:

Para este caso são adotados os custos exergéticos do vapor (k_{TP2}) e da eletricidade (k_{WSRA}) calculados no sistema de cogeração (tabela 6.6).

$$k_{B2122} = k_{TP2} \quad (6.84)$$

$$k_{BWBAR} = k_{BWVENT} = k_{BARE} = k_{BWbs1} = k_{BWbs2} = k_{WSRA} \quad (6.85)$$

Os resultados obtidos ao resolver as equações anteriores são apresentados na tabela 6.15.

Tabela 6.15 – Custos exergéticos e custos exergéticos unitários no sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito

		Sistema de queima direta		Sistema acionado por vapor	
Fluxo	E	k	E*	k	E*
	kW		kW		kW
B2827	15,49	27,42	424,7	19,92	308,6
S78	145,4	0,7251	105,4	0,574	83,5
S107	7,776	0,7251	5,6	0,574	4,5
S2931	572,1	0,1779	101,8	0,226	129,0
B2931	5,666	12,44	70,5	7,918	44,9
S198	16,93	0,7251	12,3	0,574	9,7
S1019	171,1	0,7251	124,1	0,574	98,3
B710	14,65	14,94	218,9	9,512	139,4
B1910	13,49	14,94	201,5	9,512	128,3
B78	4,013	12,44	49,9	7,918	31,8
B198	0,4448	12,44	5,5	7,918	3,5
B810	23,68	12,44	294,6	7,918	187,5
S2625	163,3	0,3813	62,3	0,355	58,0
S2423	411,2	0,3813	156,8	0,355	145,9
S108	341,2	0,3813	130,1	0,355	121,1
B2122	81,05	--	--	2,766	224,2
B35	393,3	1	393,3	--	--
BWbs1	0,007573	1	0,0	3,660	0,0277
BWbs2	0,06424	1	0,1	3,660	0,235
BWVENT	9,574	1	9,6	3,660	35,0
BWBAR	10,3	1	10,3	3,660	37,7
BARE	11,43	1	11,4	1	11,4

6.6 Cálculo de custos monetários – Sistema de duplo efeito

Na análise termoeconômica em base monetária é necessário levar em consideração os dados de custo de equipamentos, custos de insumos e as equações de balanço de custo em cada volume de controle analisado. Nesta parte dois casos são, também, analisados: o sistema de duplo efeito de queima direta e o sistema de duplo efeito acionado por vapor.

O custo do sistema de refrigeração de duplo efeito foi calculado através da equação 6.44 em função do custo fornecido por Santos (2007). É importante indicar que foi utilizado o mesmo custo de equipamento tanto na análise do sistema de queima direta como na análise do sistema acionado por vapor, isto pela falta de dados disponíveis. O custo da torre de resfriamento foi fornecido por Aurora (2007).

A distribuição do custo total do equipamento foi feita considerando as porcentagens obtidas do trabalho de Misra et al. (2005).

Tabela 6.16. Distribuição do custo total do sistema de refrigeração por absorção entre cada componente do sistema de duplo efeito

Componente	Dados de Misra et al., 2005 \dot{Z}_k [US\$/h]	%	Custo de cada componente do sistema US\$
Gerador de alta	119,65	20,67	34.950,57
Gerador de baixa	54,54	9,42	15.931,50
Condensador	120,36	20,79	35.157,97
Evaporador	104,91	18,12	30.644,92
Absorvedor	115,98	20,04	33.878,54
Bomba de solução 1	9,67	1,67	2.824,67
Bomba de solução 2	9,67	1,67	2.824,67
Trocador de calor de solução 1	29,25	5,05	8.544,12
Trocador de calor de solução 2	14,82	2,56	4.329,02
Sistema total	578,85	100,00	169.086,00

Conhecendo o custo de cada componente do sistema, pode-se conhecer o custo de equipamento de cada volume de controle adotado para a análise funcional. De maneira similar ao caso do sistema de simples efeito, também pode ser calculado o custo de capital para cada

volume de controle, considerando o fator de capital, operação e manutenção, conforme equação 6.47. Na tabela 6.17 são apresentados os custos de equipamento e os custos de capital para cada volume de controle analisado.

Tabela 6.17. Custo de equipamento e custo de capital de cada volume de controle analisado

VOLUMES DE CONTROLE	Z [US\$]	\dot{Z}_k [US\$/h]
1. Condensador	35.158	2,114
2. Evaporador	30.645	1,843
3. Compressor térmico	103.283	6,21
4. Torre de resfriamento + Bomba de água de resfriamento	14.975	0,9005

Os custos dos insumos são calculados de maneira similar ao caso do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito.

A seguir são apresentadas as equações de balanço de custo monetário em cada volume de controle adotado:

Condensador

$$C_{m;B78} + C_{m;B198} + C_{m;S2625} + \dot{Z}_{cond} = C_{m;S78} + C_{m;S198} \quad (6.73)$$

Evaporador + válvula de expansão

$$C_{m;S108} + C_{m;B810} + \dot{Z}_{evap} = C_{m;B2827} \quad (6.74)$$

Compressor Térmico

Sistema de queima direta

$$C_{m;B35} + C_{m;BWbs1} + C_{m;BWbs2} + C_{m;S2423} + \dot{Z}_{CT} = C_{m;B710} + C_{m;B1910} + C_{m;S1019} + C_{m;S107} \quad (6.75)$$

Sistema acionado por vapor

$$C_{m;B2122} + C_{m;BWbs1} + C_{m;BWbs2} + C_{m;S2423} + \dot{Z}_{CT} = C_{m;B710} + C_{m;B1910} + C_{m;S1019} + C_{m;S107} \quad (6.75)$$

Torre de resfriamento

$$C_{m;BWBAR} + C_{m;BWVENT} + C_{m;BARE} + C_{m;B2931} + \dot{Z}_{torre} = C_{m;S2931} \quad (6.76)$$

Junção de exergias

$$C_{m;B710} + C_{m;B1910} = C_{m;B810} + C_{m;B78} + C_{m;B198} + C_{m;B2931} \quad (6.77)$$

Junção de neguentropias

$$C_{m;S78} + C_{m;S198} + C_{m;S1019} + C_{m;S107} + C_{m;S2931} = C_{m;S2625} + C_{m;S108} + C_{m;S2423} \quad (6.78)$$

Fluxos que saem das junções tem o mesmo custo monetário unitário

$$C_{B78} = C_{B198} = C_{B810} = C_{B2931} \quad (6.79)$$

$$C_{S108} = C_{S2625} = C_{S2423} \quad (6.80)$$

Também foram feitas as seguintes considerações:

$$C_{S107} = C_{S1019} = C_{S198} = C_{S78} \quad (6.81)$$

$$C_{B710} = C_{B1910} \quad (6.82)$$

Sistema acionado por vapor:

Para o caso do sistema acionado por vapor são adotados os custos monetários do vapor (c_{TP2}) e da eletricidade (c_{WSRA}) calculados no sistema de cogeração (tabela 6.10).

$$C_{B2122} = C_{TP2} \quad (6.84)$$

$$C_{BWBAR} = C_{BWVENT} = C_{BARE} = C_{BWbs1} = C_{BWbs2} = C_{WSRA} \quad (6.85)$$

Os resultados obtidos ao resolver as equações anteriores são apresentados na tabela 6.18.

Tabela 6.18 – Custos monetários nos sistemas de refrigeração por absorção de duplo efeito analisados

Fluxo	E	Sistema de queima direta		Sistema acionado por vapor	
		c	Cm	c	Cm
	kW	US\$/kWh	US\$/h	US\$/kWh	US\$/h
B2827	15,49	2,829	43,82	1,576	24,41
S78	145,4	0,091	13,18	0,059	8,53
S107	7,776	0,091	0,70	0,059	0,46
S2931	572,1	0,022	12,55	0,016	9,21
B2931	5,67	1,089	6,17	0,493	2,80
S198	16,93	0,091	1,53	0,059	0,99
S1019	171,1	0,091	15,51	0,059	10,04
B710	14,65	1,308	19,16	0,593	8,68
B1910	13,49	1,308	17,64	0,593	7,99
B78	4,013	1,089	4,37	0,493	1,98
B198	0,4448	1,089	0,48	0,493	0,22
B810	23,68	1,089	25,79	0,493	11,68
S2625	163,3	0,047	7,75	0,032	5,21
S2423	411,2	0,047	19,52	0,032	13,13
S108	341,2	0,047	16,20	0,032	10,89
B2122	81,05	--	--	0,0965	7,82
B35	393,3	0,069	27,14	--	--
BWbs1	0,007573	0,146	0,0011	0,148	0,0011
BWbs2	0,06424	0,146	0,0094	0,148	0,0095
BWVENT	9,574	0,146	1,40	0,148	1,41
BWBAR	10,3	0,146	1,50	0,148	1,52
BARE	11,43	0,226	2,58	0,226	2,58

A tabela comparativa 6.19 mostra os custos exergeticos e monetários dos produtos e dos insumos dos sistemas de simples e duplo efeito, considerando os sistemas de queima direta e os sistemas acionados por água quente e por vapor.

Tabela 6.19 – Tabela comparativa dos custos exergeticos e monetários dos produtos e insumos dos sistemas de simples e duplo efeito

	Sistema	Sistema de queima direta		Sistema acionado água quente		Sistema acionado por vapor	
		k	c	k	c	k	c
			US\$/kWh		US\$/kWh		US\$/kWh
Insumo	Simple efeito	1	0,0625	1,258	0,0398	--	--
	Duplo efeito	1	0,0690	--	--	2,766	0,0965
Produto	Simple efeito	50,33	4,248	19,39	1,604	--	--
	Duplo efeito	27,42	2,829	--	--	19,92	1,576

Em relação aos custos exergeticos dos produtos, pode ser observado que o custo exergetico unitário do sistema de simples efeito de queima direta ($k=50,33$) é significativamente maior do que o custo exergetico unitário do sistema de queima direta de duplo efeito ($k=27,42$). Por outro lado, o custo exergetico unitário do produto do sistema de simples efeito acionado por água quente ($k=19,39$) resultou levemente menor em comparação ao sistema de duplo efeito acionado por vapor ($k=19,92$), isto porque o sistema de duplo efeito tem eficiência maior. Quanto ao custo monetário, o sistema de duplo efeito acionado por vapor apresentou um custo de produto por kW-h menor (1,576 US\$/kW h) em comparação ao custo do produto do sistema de simples efeito acionado por água quente (1,604 US\$/kW-h).

É importante observar que o custo da água quente do insumo ($k=1,258$ e $c=0,0398$ US\$/kW-h) resultou menor que o custo do vapor ($k=2,766$ e $c=0,0965$ US\$/kW-h), já que a água quente fica quase pronta no sistema de resfriamento do motor enquanto que a produção de vapor necessita de um equipamento auxiliar que é a caldeira.

6.7 Comparação de custos operacionais: Sistema de refrigeração por absorção vs Sistema de refrigeração por compressão de vapor

Nesta secção do trabalho é feita uma comparação entre os custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção (de simples e duplo efeito) de queima direta e os custos operacionais do sistema convencional por compressão de vapor. A avaliação foi feita baseada nos custos mensais de cada sistema.

Custos operacionais para o sistema de refrigeração por absorção

Esta avaliação considera, para o caso do sistema de absorção, o custo do gás natural, o custo da eletricidade consumida nos elementos auxiliares e o custo da água de reposição para a torre de resfriamento.

Para o cálculo dos custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção são utilizadas as equações 6.86 e 6.87.

Sistema de simples efeito

$$z = CF_{gas} + CV_{gas} \cdot Consumo_{GAS} + C_{EE} \cdot (\dot{W}_{b_sol} + \dot{W}_{B-AR} + \dot{W}_{vent}) + CUSTO_{AGUA} \quad (6.86)$$

Duplo efeito

$$z = CF_{gas} + CV_{gas} \cdot Consumo_{GAS} + C_{EE} \cdot t_{op} \cdot (\dot{W}_{b_sol;1} + \dot{W}_{b_sol;2} + \dot{W}_{B-AR} + \dot{W}_{vent}) + C_{MENSAL;AGUA} \quad (6.87)$$

O custo do gás natural é calculado da mesma maneira que na secção 6.4 (equação 6.49) considerando as tarifas da COMGÁS para o segmento comercial.

No cálculo do custo da eletricidade consumida foi considerado o consumo das bombas de solução, da bomba de água de resfriamento e do ventilador da torre de resfriamento. Para o cálculo do custo da eletricidade foi adotada a tarifa média de eletricidade na região Sudeste para o segmento comercial, cujo valor referente a fevereiro de 2007 foi 276,45 R\$/MWh. A tarifa média foi adotada porque o período de análise foi de 1 mês e não havia disponibilidade de dados de consumo no horário de ponta e fora de ponta.

Para o cálculo do custo da água foram consideradas as tarifas da SANASA para o segmento comercial, conforme indicado na seção 6.4. Para o cálculo do custo mensal da água é aplicada a equação 6.88. Onde $C_{MENSAL;AGUA}$ está em R\$/mês e e está em m³.

$$C_{MENSAL;AGUA} = 11,07 \cdot Consumo_{MENSAL} - 248,56 \quad (6.88)$$

Para isso, foram considerados: um tempo de operação mensal de 260 h/mês e um fator de operação de 0,58.

Custos operacionais para o sistema por compressão de vapor

Considerando um valor típico do $COP_{SRCV}=3,5$ (ASHRAE, 2000), é possível calcular a potência do compressor (\dot{W}_{comp}) necessária para a capacidade de resfriamento (\dot{Q}_{evap}) estabelecida em cada caso.

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{COP_{SRCV}} \quad (6.89)$$

Em sistemas de refrigeração por compressão de grande porte (3,5kW ate 35.000kW) são utilizados condensadores de tubo e casco (ASHRAE, 2000), os quais são resfriados por água. Neste caso também é necessária uma torre de resfriamento.

No cálculo do custo operacional do sistema de refrigeração por compressão deve ser considerado, também, o custo da eletricidade consumida pela bomba de água de resfriamento e pelo ventilador da torre.

$$z_{SRCV} = C_{EE} \cdot t_{op} \cdot \dot{W}_{comp} + C_{EE} \cdot t_{op} \cdot \dot{W}_{B-AR_2} + C_{EE} \cdot t_{op} \cdot \dot{W}_{vent_2} + C_{MENSAL;AGUA} \quad (6.90)$$

Os resultados do cálculo dos custos operacionais estão na tabela 6.20.

Tabela 6.20 Custos operacionais dos sistemas de refrigeração de simples e duplo efeito acionados por queima direta e do sistema convencional por compressão de vapor

	Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito	Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito	Sistema de refrigeração por compressão de vapor
Custos operacionais z [R\$/mês]	16.025,00	10.825,00	8.155,00
Capacidade	90 TR	90TR	90TR
COP	0,7177	1,166	3,5

Pode ser observado que o custo operacional do sistema de refrigeração por absorção de simples efeito foi quase o dobro em relação ao custo do sistema de refrigeração por compressão de vapor. Por outro lado, os custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito foram menores em comparação ao sistema de simples efeito, mas ainda maiores em comparação ao sistema por compressão de vapor (32,7% maior em relação ao sistema por compressão). Mudanças nos preços do gás natural e da eletricidade podem mudar esta comparação e o sistema de duplo efeito poderá competir com o de compressão.

Cabe mencionar que os sistemas de refrigeração por absorção têm um desempenho muito bom em carga parcial, o que não acontece com os por compressão (Yu e Chan, 2005). O sistema de refrigeração por compressão considerado na análise é tipo scroll resfriado com água e o valor do COP é considerado para uma unidade com tempo de uso, segundo Andreos (2008) que apresenta valores de COP para diferentes tipos de unidades de refrigeração por compressão. Nesses dados percebe-se que unidades velhas têm coeficientes de desempenho menores em comparação a unidades novas. Segundo Andreos (2008), os valores de COP apresentados em unidades velhas são obtidos a partir de uma estimativa baseada em dados levantados em campo e em diversos estudos de viabilidade técnico/econômica realizados ao longo dos anos.

Uma análise de sensibilidade foi realizada calculando os custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito para diferentes custos de gás natural e para diferentes custos de eletricidade C_{EE} . Assim, a figura 6.10 apresenta os custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em comparação com os respectivos custos operacionais

do sistema de refrigeração por compressão de vapor (Z_{SRCV}). Os custos do gás natural considerados no gráfico da figura 6.10 são custos médios mensais de gás e são calculados dividindo o custo total mensal de gás (que inclui a parcela fixa e a variável) pelo consumo mensal de gás em m^3 . Os custos médios de gás considerados vão de 1,187 R\$/ m^3 até 2,187 R\$/ m^3 .

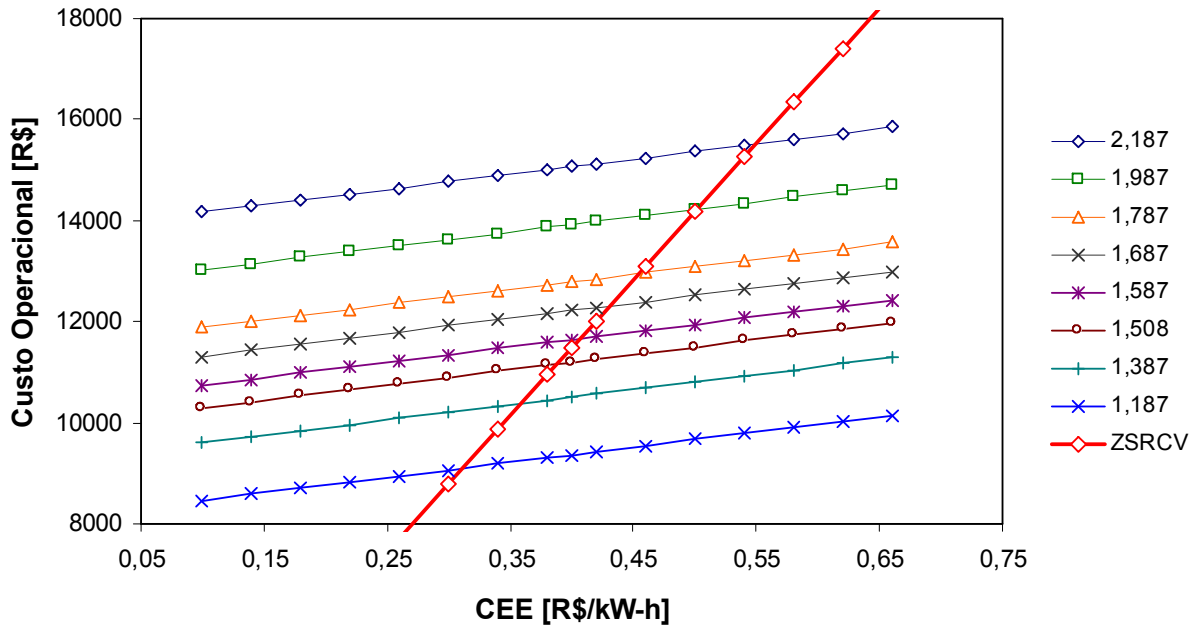


Figura 6.10 – Custos operacionais do sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito para diferentes custos de eletricidade CEE e para diferentes custos médios de gás natural

Considerando o custo variável atual de gás (CV_{gas}) de 1,121 R\$/ m^3 para o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito estudado, o custo médio de gás seria de 1,508R\$/ m^3 . Considerando este custo como fixo (custo médio do gás natural) da análise de sensibilidade é possível estimar o preço de eletricidade que viabilizaria o sistema de absorção de duplo efeito comparativamente ao de compressão. Dos cálculos realizados, para um custo de eletricidade igual a $C_{EE}=0,388$ R\$/kW-h, o sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito apresenta menor custo operacional ($Z_{SRA} = 11.160,00$ R\$) comparado com o respectivo sistema de compressão a vapor ($Z_{SRCV} = 11.162,00$ R\$).

Capítulo 7

Conclusões

O consumo de gás natural teve um crescimento importante nestes últimos anos no Brasil e, segundo estudos e projeções, seu consumo continuará crescendo tanto no Brasil quanto no mundo. No caso do Brasil, a utilização do gás natural está focada mormente no consumo termelétrico, caso as hidroelétricas não possam cobrir a demanda, para evitar riscos de um possível apagão. Não obstante, a versatilidade do gás natural permite a sua utilização em outros setores de consumo.

Instabilidades políticas na Bolívia têm gerado um clima de insegurança em relação ao fornecimento de gás natural para o Brasil, uma vez que quantidade significativa do gás consumido no país é de origem boliviana (quase 50% do gás consumido no território brasileiro). Nesse contexto, o gás natural liquefeito (GNL) é uma das alternativas de fornecimento mais viáveis a médio e curto prazo. Embora o GNL tenha um preço maior, a sua utilização é mais econômica do que a dos derivados de petróleo. No mercado americano, maior consumidor de GNL do mundo, o gás natural liquefeito está custando no mínimo 7 US\$ por milhão de BTU, enquanto o preço internacional do petróleo esta na faixa dos 12 US\$ por milhão de BTU.

Em relação à questão das reservas de gás natural na América do Sul e Central, elas são pequenas em comparação às do resto do mundo (3,8% das reservas totais mundiais) e o tempo de duração é pequeno segundo a relação R/P (47,6 anos), não obstante, novas descobertas e novos avanços tecnológicos podem mudar esse panorama.

O consumo de gás natural no Brasil está concentrado majoritariamente nos setores industrial e de transporte. Os setores residencial e comercial apresentam consumos de gás ainda muito tímidos. Neste contexto, foram encontrados equipamentos de utilização de gás natural para o setor terciário fabricados no país, embora, na maioria dos casos, boa parte dos componentes seja importada. Sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr são importados, mas a sua construção não apresenta dificuldades significativas, pois este sistema está composto

principalmente por trocadores de calor. O motivo principal pelo qual esses equipamentos não são fabricados em solo brasileiro é a falta de mercado desenvolvido no Brasil.

Quanto ao cálculo da exergia da solução água-brometo de lítio, no que diz respeito ao cálculo da exergia química, a parcela calculada com as exergias padrão é a maior e aumenta com relação à concentração de LiBr. A parcela da exergia química referente ao processo de dissolução resultou negativa, devido à destruição de exergia inerente ao processo. Isto indica que é necessário efetuar trabalho para separar os constituintes da dissolução.

A exergia total, soma das parcelas chamadas exergia física e exergia química, aumenta em relação à concentração de LiBr. Além disto, é importante ressaltar que a exergia química representa o maior percentual da exergia total (percentual maior que 95% para as temperaturas e concentrações de trabalho nos sistemas de absorção analisados), o que indica que essa parcela não pode ser desconsiderada nas análises de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr que envolvam cálculos exergéticos.

Em relação às eficiências exergéticas, os sistemas de queima direta apresentaram eficiência menor em comparação aos acionados por água quente (caso de simples efeito) e com vapor (sistema de duplo). Por outro lado, o sistema de duplo efeito tem maior eficiência exergética e irreversibilidades menores quando comparado ao sistema de simples efeito.

A eficiência exergética do sistema de simples e efeito com queima direta resultou 2,03%, enquanto a eficiência do sistema de duplo efeito com queima direta resultou 3,75%. Os sistemas acionados por água quente (simples efeito) e por vapor (duplo efeito) apresentaram eficiências exergéticas de 10,84% e 15,43%, respectivamente. Isto indica que, do ponto de vista exergético, sistemas de refrigeração por absorção são mais apropriados para trabalhar como parte de sistemas de cogeração, ou com a utilização de rejeitos de calor como insumo de energia.

Dos resultados obtidos em cada componente do sistema, o componente com maior geração de irreversibilidade, nos sistemas de queima direta, é o gerador, uma vez que no mesmo acontece a reação de combustão, que apresenta elevadas irreversibilidades. A geração de irreversibilidade no gerador representou 84,5% e 79% da irreversibilidade total para o sistema de simples e duplo efeito, respectivamente. Esforços no projeto do sistema podem ser direcionados à melhorar o desempenho deste componente e diminuir o consumo energético global.

A partir da análise feita através da variação de temperatura do fluido quente do insumo foi observado que a capacidade do sistema (calor trocado no evaporador) aumenta com o aumento da

temperatura da água quente (T_{11} e T_{21}), não obstante, o coeficiente de desempenho diminuiu levemente (de 0,72 até 0,70 no caso de simples efeito, e de 1,163 até 1,152 no caso do sistema de duplo efeito) , uma vez que o calor de insumo no gerador também aumenta (em uma maior proporção). Ao mesmo tempo o COP varia levemente, apresentando um ponto de máximo desempenho.

Na análise termoeconômica dos sistemas de refrigeração por absorção foram calculados os custos exergéticos e os custos monetários dos fluxos do sistema. Na análise de custos exergéticos, os custos exergéticos unitários do produto do sistema (k_{1817} e k_{2827} no caso de simples e duplo efeito respectivamente) resultaram altos, isto como consequência da baixa eficiência exergética do sistema. Seguindo as tendências da análise exergética, os custos exergéticos unitários do produto do sistema resultaram maiores para os sistemas de queima direta.

Observando os custos dentro do sistema, as maiores elevações dos custos exergéticos unitários acontecem no compressor térmico e no volume evaporador + válvula de expansão, isto devido à geração de irreversibilidade nesses componentes.

A análise dos custos monetários apresentou tendências similares aos resultados dos custos exergéticos.

Finalmente, na comparação dos custos operacionais foi observado que os custos do sistema de simples efeito são os mais elevados, sendo o custo operacional deste sistema quase o dobro do respectivo sistema por compressão de vapor. Por outro lado, o sistema de duplo efeito apresentou custos menores em relação ao de simples efeito, mas ainda maiores do que os de compressão, apesar da diferença de custos entre o de duplo efeito e o de compressão não ser muito ampla, e uma variação nos preços do gás natural, ou da eletricidade, podem fazer que o sistema de duplo efeito se torne a alternativa melhor.

Capítulo 8

Sugestões para Próximos Trabalhos

Como sugestão para futuros trabalhos, fica a avaliação do sistema de médio efeito, o qual tem a vantagem de funcionar com fluidos de insumo a temperaturas menores do que as necessárias para a ativação do sistema de simples efeito. Uma outra recomendação é a avaliação de sistemas de refrigeração por absorção $H_2O/LiBr$ junto aos sistemas de armazenagem de frio, os quais têm a vantagem de fazer um melhor gerenciamento na utilização da energia, este estudo deverá ser feito considerando a curva de consumo de refrigeração diária, mensal e anual na unidade onde for instalado.

A avaliação do sistema de refrigeração por absorção, com cálculo de custos, para o caso do sistema trabalhando com torre de resfriamento tipo “torre seca” também é um trabalho a ser realizado

Referências Bibliográficas

- Abdala V., *Petrobras firma acordo para comprar gás natural liquefeito da Argélia*. Agência Brasil, Brasília, 26 de maio de 2007. Disponível em: <http://www.agenciabrasil.gov.br/noticias/2007/05/26/materia.2007-05-26.5890168310/view>. Acesso em: 14 de junho de 2007.
- ABEGAS, *Especialistas avaliam decisão da Petrobras de importar gás líquido*. Agência Brasil, Brasília, 30 de maio de 2007. Disponível em: <http://www.abegas.org.br/noticias/noticia.asp?strOrig=gb¬Cod=22248>. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- Accadia M. D., Rossi F., Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. *Int J. Refrig*, v. 21, n. 1, p. 42 – 54, 1998.
- Alves L., *Análise/Otimização exergoeconômica de diferentes processos de produção de hidrogênio a partir de gás natural*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2007.
- Amado E., Blanco L. H. Isopiestic determination of the osmotic and activity coefficients of dilute aqueous solutions of symmetrical and unsymmetrical quaternary ammonium bromides with a new isopiestic cell at 298.15K, *Fluid Phase Equilibria*, v. 233, n. 2, p. 230–233, 2005.
- Andreos R., *Climatização e Cogeração* Disponível em: http://www.abegas.org.br/imp_apresentacao.php. Acesso em: 01 de julho de 2008.
- Andreos R., Dados Workshop Climatização e Cogeração, [mensagem pessoal], Mensagem recebida por <randreos@comgas.com.br> em 08 de julho de 2007.
- Annand D. K., Kumar B., Absorption machine irreversibility using new entropy calculations *Solar Energy*, v. 39, n. 3, p. 243-256, 1987.

- ANP, *Considerações da SCM/ANP acerca do decreto supremo N° 28.701 editado pela Bolívia em 01 de maio de 2006*, São Paulo: [s.n.], 2006, 7p. Disponível em: http://www.anp.gov.br/doc/gas/Nota_12_2006.pdf. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- ANP, *Segurança do suprimento de gás natural a experiência internacional em diversificação de fornecedores, gás natural liquefeito e estocagem subterrânea*, São Paulo: [s.n.],[2006], 14p. Disponível em: http://www.anp.gov.br/doc/gas/Nota_20_2006.pdf , Acesso em: 13 de junho de 2007.
- ANP, *Boletim mensal de Gás Natural*. São Paulo:[s.n.], 2007. 91p. Disponível em: http://www.anp.gov.br/doc/gas/2007/boletimgas_200702.pdf. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- Aphornratana S., Eames W., Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamic method, *International Journal of Refrigeration*, v. 18, n. 4, p. 244-252, 1995.
- Araújo F., Informações sobre fogões, [mensagem pessoal], Mensagem recebida por < Fabio.Araujo@bshg.com > em 09 de fevereiro de 2007.
- Arivazhagan S., Saravanan R., Renganatayanan S., Comparison of exergetic performance of HFC based single and half effect absorption cooling systems, *Int. J. Exergy*, v. 3, n. 4, p. 402-418, 2006
- ASHRAE, *ASHRAE Handbook: 2001 Fundamentals*, Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, 2001.
- Aurora, Torres de Resfriamento HD - Série 1800 - Oferta n° 29.285/07, [mensagem pessoal], Mensagem recebida por < iara.aurora@hd.ind.br > em 19 de junho de 2007.
- Azoni C. R., *Setor Terciário e Concentração Regional no Brasil*, Seminário Economia e Espaço: Cedeplar, 2001, Ouro Preto, 2001. Disponível em: <http://www.nemesis.org.br/docs/azoni6.doc>. Acesso em: 20 de novembro de 2006.
- Azzoni C. R., Andrade A. S., The tertiary sector and regional inequality in Brazil, *Région et Développement* n.21, 2005. Disponível em: http://www.regionetdeveloppement.u-3mrs.fr/pdf/R21/R21_azzoni_andrade.pdf. Acesso em: 19 de novembro de 2006.
- Balanço Energético Do Estado De São Paulo, 2006 – Ano Base: 2005, Secretaria De Energia, Recursos Hídricos E Saneamento, Estado De São Paulo

- Balzhiser R. E., Samuels M. R., Eliassen J. D., *Termodinâmica química para engenheiros*, Tradução ao espanhol, Espanha: Prentice Hall International, 1980, 733p.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal design and optimization*, Estados Unidos: John Wiley & Sons Inc., 1996, 542p.
- BP, *Statistical review of world Energy 2007*, London: BP, 2007. 48p. Disponível em: <http://www.bp.com/multipleimagesection.do?categoryId=9017892&contentId=7033503>. Acesso em: 12 de junho de 2007.
- Bueno J., *Energy in Brazil*, Disponível em: http://www.braziltexas.org/attachments/contentmanagers/1/Brazil_Energy_RIO.pdf. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- Cengel Y. A., Boles M. A., *Termodinâmica*, 2. ed. Atampa: McGraw-Hill INTERAMERICANA EDITORES, S. A., 1998, 448p, TomoII, Tradução ao espanhol
- Cerqueira S., *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.
- Chua H. T., et al., Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution, *International Journal of Refrigeration*, v. 23, n. 6, p. 412-429, 2000.
- CPFL, Taxas e Tarifas, Disponível em: http://agencia.cpfl.com.br/portal-servicos/paulista/taxas_tarifas.asp. Acesso em: 15 de junho de 2007.
- CRC PRESS, *Standard thermodynamic properties of chemical substances*, CRC PRESS LLC, 2000, Disponível em: <http://www.fq.uh.edu/dpto/qf/uclv/tablas/Tabla%20de%20propiedades%20termodinamicas.pdf>. Acesso em: 04 de abril de 2007.
- Cruz R., *Avaliação da introdução de Cogeração no Sistema Isolado Interior do Estado de Amazonas*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- CSPE, *Portaria CSPE N° 459, de 29-05-2007*, Disponível em: http://www.cspe.sp.gov.br/arquivos/secoes/gas_legislacao/lpt07459.pdf. Acesso em: 17 de junho de 2007.
- De Lucas A., Donate M., Rodríguez J.; Vapour pressures, densities, and viscosities of the (water + lithium bromide + potassium acetate) system and (water + lithium bromide + sodium lactate) system, *Journal of Chemical Thermodynamics*, n. 38, p. 123–129, 2006.

- De Lucas A. et al., Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, n. 27, p. 324–330, 2004.
- De Lucas A, Donate M, Rodriguez J., Vapour pressures, densities, and viscosities of the (water + lithium bromide+ sodium formate) system and (water+lithium bromide+ potassium formate) system, *Journal of Chemical Engineering Data*, n. 48, p.18–22, 2003.
- De Vasconcelos M., *Ar Condicionado a Absorção e Central: Opções Competitivas na Gestão Energética*. Disponível em: http://www.tuma.com.br/admin/fotos/medias/448_Palestra%20MT%20na%20Conbrava%202005.pdf. Acesso em: 17 de junho de 2007.
- DeVault R. C., Garland P., Fiskum R. J., *Heat Pumping Using Combined Heat and Power Technology*, [S.l.:s. n.], 2001. Disponível em: <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/pres/123978.pdf>. Acesso em: 23 de novembro de 2006.
- Dincer I., *Refrigeration system and applications*. West Sussex: Jhon Wiley & Sons, Ltd, 2003, 584 p.
- Dirksen J., et al., Testing of crystallization inhibitors in industrial LiBr solutions, *International Journal of Refrigeration*, n. 24, p 856-859, 2001.
- Dorgan Ch. B., Leight S. P., Dorgan Ch. E., *Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat*, Atlanta: ASHRAE, 1995, 186p.
- Dos Santos, E. M. et al. *Gás natural: estratégias para uma energia nova no Brasil*. 1. ed. São Paulo: ANNABLUME, 2002, 352 p.
- EFE, *Petrobras estuda contratação de mais um navio para regaseificar GNL*, EFE, Brasília, 13 de junho de 2007. Disponível em: <http://jbonline.terra.com.br/extra/2007/06/13/e130618833.html>. Acesso em: 14 de junho de 2007.
- Energy Tech Pro, *Absorption Chillers*, Disponível em:<http://www.energytechpro.com>, Acesso em: 21 de novembro de 2006.
- ENGR, *Process Heating, Combustion Efficiency*, Disponível em: http://www.engr.udayton.edu/udiac/Documents/ProcHeat_CombustionEff.doc, Acesso em: 21 de maio de 2007.

- Engineering Tool Box, *Fuels and Excess Air of Optimal Combustion Processes*, Disponível em: http://www.engineeringtoolbox.com/fuels-combustion-efficiency-d_167.html. Acesso em: 18 de maio de 2007.
- Figuereido J. R., *Projeto e modelamento teórico de um sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1980.
- Fiskum R. J., Adcock P. W., DeVault R. C., United States Department of Energy Thermally Activated Heat Pump Program, *IECEC 96. Proceedings of the 31st Intersociety*, v.2, p., 11-16 Aug 1996. Disponível em: <http://ieeexplore.ieee.org/iel3/4058/11980/00553789.pdf?arnumber=553789>, Acesso em: 23 de novembro de 2006.
- Foley G., DeVault R., Sweetser R., *The Future of Absorption Technology in América*, Disponível em: http://www.eere.energy.gov/de/pdfs/absorption_future.pdf, Acesso em: 23 de novembro de 2006.
- France Presse, *Bolívia retoma exportações de gás para Cuiabá, diz jornal*, France Presse, [S.1.] 06 de junho de 2007 Disponível em: <http://www.abegas.org.br/noticias/noticia.asp?strOrig=gb¬Cod=22309>. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- Frangopoulus, C. A. *Thermoeconomic Functional Analysis: A method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems*. Tese de Doutorado, Georgia Institute of Technology, Atlanta, 1983.
- Frangopoulus, C. A., Thermo-economic Functional analysis and optimization. *Energy*, v. 12, n. 7, p. 563-571, 1987.
- González R., *Cogeração a partir de gás natural: Uma abordagem política, econômica, energética, exergética e termoeconômica*. Dissertação (Mestrado em Planejamento de Sistemas Energéticos) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- Goy L., *Petrobras estuda navio para garantir oferta de gás natural*, Agência Estado, São Paulo, 13 de junho de 2006. Disponível em: <http://www.ae.com.br/institucional/ultimas.htm?NotCodigo=1336&NotData=2007-06-13&FlgSort=711743980>. Acesso em: 14 de junho de 2007.

- Heat Pump Centre. *Heat pump in industry*. Disponível em: http://www.heatpumpcentre.org/About_heat_pumps/HP_industry.asp, Acesso em: 15 de fevereiro de 2007.
- Herold K. E., Radermacher R., Klein S. A., *Absorption chillers and heat pumps*, Estados Unidos, CRC Press LLC, 1996, 329p.
- Horuz I., Callander T. M., Experimental investigation of a vapor absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, n. 27, p. 10-16, 2004.
- IBGE, *Pesquisa Anual de Serviços 2002*, Disponível em: http://www.ibge.gov.br/home/presidencia/noticias/noticia_visualiza.php?id_noticia=219&i_d_pagina=1. Acesso em: 13 de novembro de 2006.
- IEA, *World Energy Outlook 2002*, Paris, IEA PUBLICATIONS, 2002, 530p. Disponível em: <http://www.iea.org/textbase/nppdf/free/2000/weo2002.pdf>. Acesso em: 14 de junho de 2006.
- IEA, *World Energy Outlook 2006*. Apresentação. [2006]. Disponível em: <http://www.worldenergyoutlook.org/WEO%202006%20website.pdf>. Acesso em: 11 de junho de 2007.
- Incropera F. P., De Witt D. P., *Fundamentos de Transferência de Calor*. 4. ed., Naucalpan de Juarez: PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S. A., 1996, 886 p., tradução ao espanhol.
- Kaarsberg T., Fiskum R., Romm J., Rosenfeld A., Koomey J., B Teagan W. P., Combined Heat and Power (CHP or Cogeneration) for Saving Energy and Carbon in Commercial(1) Buildings, In *Proceedings of the ACEEE 1998 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, v. 9, Washington, D.C.: American Council for an Energy-Efficient Economy, 1998. Disponível em: http://www.nemw.org/ACE_98.htm. Acesso em: 21 de novembro de 2006
- Kaita Y., Thermodynamic properties of lithium bromide – water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, v. 24, n. 5, p. 374-390, 2001.
- Kim D. S., Infante Ferreira C. A., *Solar absorption cooling-Final Report*, Delft University of Technology; Faculty of Design, Construction and Production, Mechanical Engineering and Marine Technology, 2005.

- Kim D. S., Infante Ferreira C. A., A Gibbs energy equation for LiBr aqueous solutions, *International Journal of Refrigeration*, v. 29., n. 1, p. 36-46, 2006.
- Kim J. S., Ziegler F., Lee H., Simulation of the compressor-assisted triple-effect H₂O/LiBr absorption cooling cycles, *Applied Thermal Engineering*, n. 22, p. 295–308, 2002.
- Kistler P., *Advantages and Disadvantages of Using Absorption Chillers to Lower Utility Bills*, California: Naval Facilities Engineering Service Center, 1997. Disponível em: <https://energy.navy.mil/publications/techdatasheets/tds2041.pdf>, Acesso em: 21 de novembro de 2006.
- Koehler W. J., Ibele W. E., Soltes J., Availability simulation of a lithium bromide absorption heat-pump, *Heat recovery systems & CHP*, v. 8, n. 2, p. 157-171, 1998.
- Kotas, T. J., *The exergy method of thermal plant analysis*; Florida: Krieguer Publishing Company, 1995, 328 p.
- Kurem, E., Horuz, I., A comparison between ammonia water and water lithium bromide solutions in absorption heat transformers, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, v. 28, n. 3, pp. 427 – 438, 2001.
- Lin H., Lee L., Estimations of activity coefficients of constituent ions in aqueous electrolyte solutions with the two-ionic-parameter approach, *Fluid Phase Equilibria*, v.237, n. 1-2, p. 1–8, 2005.
- Lozano M. A., Valero A., Theory of the exergetic cost, *Energy*, v. 18, n. 9, pp. 939-960, 1993.
- McNeely L., *Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide*, ASHRAE Trans 85, p. 413-434, 1979.
- Martins G., *Geladeira de absorção acionada por um fogão a lenha – Um estudo teórico – experimental*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1989.
- Martins G., *Modelagem dos fenômenos de transporte no circuito de gás de um sistema de refrigeração por absorção de amônia com hidrogênio como gás inerte*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1996.
- Misra, R.D.; Sahoo P. K., Gupta A., Application of the exergetic cost theory to the H₂O/LiBr vapour – absorption system; *Energy*, 27, p. 1009 – 1025, 2002.
- Misra R.D. et al., Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, n. 26, p. 158 – 169, 2003.

- Misra, R.D., Sahoo P. K., Gupta A., Thermo-economic Optimization of a double-effect H₂O/LiBr vapour – absorption refrigeration system using the exergetic cost theory. *Proceedings of ECOS 2005*, Trondheim, Norway, June 20-22, 2005, p. 477 – 484.
- MME - Ministério de Minas e Energia [on line] Brasília, 2004, Balanço Energético Nacional, Disponível em: http://www.mme.gov.br/site/menu/select_main_menu_item.do?channelId=1432&pageId=10646. Acesso em: 01 de abril de 2006
- Modesto M., *Repotenciamento em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgica utilizando análise termoeconômica*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- Murr, F. E., *Estudos da refrigeração solar e simulação de um sistema de absorção resfriado a ar, com aquecimento solar direta da solução amônia-água*. Dissertação (Mestrado. Em Engenharia de Alimentos e Agrícola) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1981.
- Nascimento U., *Carvão de babaçu como fonte térmica para sistema de refrigeração por absorção no estado do Maranhão*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- Nasehzadeh A., Noroozian E., Omrani H., Experimental and theoretical studies of thermodynamics of lithium halide solutions – ethanol mixtures, *Journal of Chemical Thermodynamics*, v. 36, n. 3, p. 245–252, 2004.
- Nebra S.A., Fernández Parra M.I., The exergy of sucrose – water solutions: proposal of a calculation method, *Proceedings of ECOS 2005*, Trondheim, Norway June 20-22, 2005.
- Oliveira N., *Estudo mostra que gás natural responde por 9,4% da matriz energética do país*, Agência Brasil, Brasília, 01 de março de 2006. Disponível em: <http://www.agenciabrasil.gov.br/noticias/2007/02/28/materia.2007-02-28.8583664039/view>, Acesso em: 08 de fevereiro de 2007.
- Orlando J. A., *Cogeneration design guide*, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers, Inc., 1996, 346p.
- Palacios R., Gonzales R. Nebra S. A. Cálculo da exergia da solução brometo de lítio - água, *In: Proceedings do ENCIT 2006*, Curitiba, Brasil, Dezembro 5-8, 2006.

- Palacios R., Gonzales R. Nebra S. Exergetic analysis of a single and double effect LiBr/H₂O absorption refrigeration system considering the physical and chemical exergy of the LiBr/H₂O *Proceedings do ECOS 2007*, Padova, Itália, Junho 25-28.
- Pataskar S., G. et al., Performance of an Experimental Absorption Heat Transformer Using Aqueous LiBr, LiCl, and LiBr/LiCl Solutions, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, n. 29, v. 8, p. 1658-1662, 1990.
- Patterson M. R., Perez-Blanco H., *Numerical fits of the properties of lithium-bromide water solutions*, ASHRAE Trans 94, p. 2059-2077, 1988.
- PBGAS, *Gás Natural Informações*, Disponível em: <http://www.pbgas.pb.gov.br/gasnat.shtml>. Acesso em: 09 de abril de 2007.
- Pereira J. T. V., Energy and Sustainability, *Proceedings of IV Biennial International Workshop "Advances in Energy Studies"*. Unicamp, Campinas, SP, Brasil. Junho 16-19, p. 103-110, 2004
- Pereira et al. Energy, Exergy and Emergy Evaluation of Compression and Absorption Refrigeration Systems, *Proceedings of III International Workshop "Advances in Energy Studies: Reconsidering a importance of energy"*. Porto Venere, Italy. September 21 - 28, 2002.
- Perry R. H., Chilton C. H., *Chemical Engineers Handbbok*. 5. ed.,Tokio:McGraw-Hill, 1973,
- Pires A., Schechtman R., *Reflexos da crise do gás sobre o futuro do setor elétrico*, Disponível em: <http://www.abegas.org.br/noticias/noticia.asp?strOrig=gb¬Cod=22329>. Acesso em: 13 de junho de 2007.
- Pratts M. L. R., *Melhoramento de um sistema de absorção por absorção água-amônia para a fabricação de gelo*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1997.
- Pratts M.R.L., *Analise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água - amônia para produção de gelo em escamas*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.
- Ramos C., Bezerra V., *Climatização a Gás Natural*, Disponível em: <http://www.cogensp.com.br/cogensp/opiniao/14122004.htm>, Acesso em: 21 de novembro de 2006.

- Rodríguez R. J., *Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.
- Safarov J. T.; Vapor pressures of lithium bromide or lithium chloride and ethanol solutions, *Fluid Phase Equilibria*, n. 243, p. 38–44, 2006.
- Safarov J. T., Vapor pressure of heat transfer fluids of absorption refrigeration machines and heat pumps: Binary solutions of lithium nitrate with methanol, *Journal of Chemical Thermodynamics*, v. 37, n. 12, p. 1261–1267, 2005.
- SANASA, *Resolução tarifaria do Ano de 2006*. Disponível em: <http://www.sanasa.com.br/document/docsanasa/1484.pdf>. Acesso em: 18 de junho de 2007.
- Santos D., RES: Consulta sistemas de refrigeração por absorção [mensagem pessoal], Mensagem recebida por <danilo.santos@Carrier.utc.com> em 23 de março de 2007.
- Sencan A., Yakuta K. A., Kalogirou S. A., Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, v. 30, n. 5, p. 645–657, 2005.
- Silva A., *Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo a partir de vapor de processo*, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.
- Spíndola R. B., *Controle Automático para Injeção Otimizada de Gás em Poços de Petróleo Equipados para funcionamento com Gás Lift Contínuo*. 2003. 117 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). Universidade Federal de Rio Grande do Norte, Natal, 2003.
- Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S., A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n.5, p. 343-372, 2001.
- Szargut J., Morris D. R., Steward F. R., *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process*, Estados Unidos: Hemisphere Publishing Corporation, 1988, 332p.
- Talbi M. M., Agnew B., Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, *Applied Thermal Engineering*, v. 20, n. 7, pp. 619-630, 2000.
- Tolmasquim M. T. et al., *Potencial de cogeração a gás natural: Setores industrial e terciário de Rio de Janeiro*, Rio de Janeiro: UFRJ; COPPE; CENERGIA, 2003.134p.

- Tolmasquim M. T., Szklo A. S., Soares J. B., *Mercado de Gás Natural na Indústria Química e no Setor Hospitalar do Brasil*, Rio de Janeiro: UFRJ; COPPE; CENERGIA, 2003. 344p.
- Tsatsaronis G., Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 19, n. 3, pp. 227 – 257, 1993.
- TUMA/BROAD, *A única escolha*, Disponível em: http://www.empresastuma.com.br/empresas_tuma/broad/index/unica_escolha/default.asp, Acesso em: 21 de novembro de 2006.
- Union Rhac, Koblitz, *Fluxograma de instrumentação (Água Gelada/Condensação e Quente)*, Central de Cogeração – Hospital Estadual de Sumaré, Desenho, 2005.
- Wark K., *Advanced Thermodynamics for Engineers*. Singapore: MCGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS, 1995, 564p.
- Wu Y., Chen Y., Wu T.; Experimental researches on characteristics of vapor–liquid equilibrium of NH₃–H₂O–LiBr system; *International Journal of Refrigeration*, n. 29, p. 328–335, 2005.
- Yu F. W., Chan K. T., Experimental determination of the energy efficiency of an air-cooled chiller under part load conditions, *Energy*, n. 30, p. 1747–1758, 2005.
- Zafarani – Moattar M. T., Aria M., Isopiestic determination of osmotic and activity coefficients for solutions of LiCl, LiBr and LiNO₃ in 2-propanol at 25°C; *Journal of Solution Chemistry*, v. 30, n. 4, p. 351-363, 2001.
- Zogg R. A., Feng M. Y., Westphalen D., *Guide to Developing Air-Cooled LiBr Absorption for Combined Heat and Power Applications*, U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Distributed Energy Program Report, 2005. Disponível em: http://www.eere.energy.gov/de/pdfs/thermally_activated_lithiumbromide.pdf. Acesso em: 21 de novembro de 2006.
- Zukowski J. C., *Estudo de sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia*, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

Anexos

Tabela A.1 Oferta e demanda de gás natural no Brasil em 10⁶ m³

FLUXO	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
PRODUÇÃO	6.597	6.976	7.355	7.756	7.955	9.156	9.825	10.788	11.898	13.283	13.998	15.525	15.792	16.971	17.699
IMPORTAÇÃO	0	0	0	0	0	0	0	0	400	2.211	4.608	5.369	5.055	8.086	8.998
VAR.EST.PERDAS E AJUSTES (*)	-2.383	-2.483	-2.535	-2.633	-2.633	-3.212	-3.592	-4.084	-4.566	-5.403	-5.777	-5.839	-4.906	-5.619	-5.719
CONSUMO TOTAL	4.214	4.493	4.820	5.123	5.322	5.944	6.233	6.704	7.732	10.091	12.829	15.055	15.941	19.438	20.978
TRANSFORMAÇÃO	756	798	804	860	887	850	825	965	1.417	2.126	3.579	3.783	3.753	5.773	5.934
PRODUÇÃO DE DERIVADOS PETROL.	673	642	645	681	674	584	561	616	785	1.150	1.250	772	848	1.169	1.429
GERAÇÃO ELÉTRICA	83	156	159	179	213	266	264	349	632	976	2.329	3.011	2.905	4.603	4.505
CONSUMO FINAL	3.458	3.695	4.016	4.263	4.435	5.094	5.408	5.739	6.315	7.965	9.250	11.272	12.188	13.665	15.044
CONSUMO FINAL NÃO-ENERGÉTICO	1.061	1.040	1.037	1.119	956	878	768	845	807	831	798	821	791	838	849
CONSUMO FINAL ENERGÉTICO	2.397	2.655	2.979	3.144	3.479	4.216	4.640	4.894	5.508	7.134	8.452	10.451	11.397	12.827	14.195
SETOR ENERGÉTICO	768	840	974	1.025	989	1.199	1.226	1.471	1.696	2.278	2.419	2.722	2.938	3.168	3.500
RESIDENCIAL	6	6	20	30	52	72	81	87	79	114	140	154	196	206	217
COMERCIAL/PÚBLICO	4	3	13	18	36	49	92	71	57	86	180	250	275	299	321
TRANSPORTES	2	0	25	46	49	36	47	132	159	313	572	980	1.328	1.580	1.945
INDUSTRIAL	1.617	1.806	1.947	2.025	2.353	2.860	3.194	3.133	3.517	4.343	5.141	6.343	6.658	7.572	8.209
CIMENTO	40	40	6	6	27	31	37	53	58	56	27	32	16	23	19
FERRO-GUSA E AÇO	410	440	435	505	682	841	804	687	731	832	835	1.023	1.035	1.064	1.265
FERRO-LIGAS	8	15	29	30	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2
MINERAÇÃO E PELOTIZAÇÃO	96	74	83	87	91	125	175	121	161	161	322	207	217	260	306
NÃO-FERROSOS E OUTROS METAL	33	35	49	40	19	29	41	28	61	168	185	317	372	514	557
QUÍMICA	390	458	481	512	580	686	1.085	1.168	1.220	1.423	1.555	1.853	1.876	2.344	2.454
ALIMENTOS E BEBIDAS	141	190	196	180	186	288	168	227	255	257	306	462	491	558	581
TÊXTIL	69	80	86	91	107	213	81	89	107	195	211	270	300	339	372
PAPEL E CELULOSE	73	90	101	104	142	162	162	165	249	310	448	452	484	521	590
CERÂMICA	67	100	112	118	129	102	116	152	177	296	489	803	896	872	944
OUTROS	290	284	369	352	390	383	525	443	498	645	763	924	970	1.076	1.119

Fonte: BEN 2006

(*) Inclusive não-aproveitada e reinjeção

Tabela A.2 Evolução do consumo energético final por fonte em 10³ tep

UNIDADE: 10³ tep

IDENTIFICAÇÃO	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
GÁS NATURAL	2.167	2.382	2.720	2.772	3.089	3.767	4.196	4.305	4.893	6.384	7.552	9.344	10.184	11.448	12.663
CARVÃO MINERAL	1.295	929	964	1.118	1.273	1.752	2.101	2.084	2.525	2.841	2.759	3.016	3.294	3.594	3.519
LENHA	15.375	14.650	13.802	13.764	13.045	12.895	12.919	13.296	13.500	13.627	13.699	14.471	15.218	15.752	16.119
BAGAÇO DE CANA	12.093	12.779	12.483	14.546	14.345	14.943	16.674	16.684	16.687	13.381	15.676	17.495	19.355	20.273	21.147
LIXÍVIA	1.199	1.435	1.678	1.764	1.678	1.869	1.946	2.069	2.246	2.291	2.280	2.548	2.976	3.144	3.342
OUTRAS RECUPERAÇÕES	419	507	465	445	458	421	436	460	641	709	775	804	904	874	907
GÁS DE COQUERIA	1.299	1.291	1.342	1.379	1.410	1.410	1.382	1.320	1.155	1.247	1.219	1.178	1.259	1.342	1.328
COQUE DE CARVÃO MINERAL	6.152	6.239	6.597	6.725	6.808	6.807	6.695	6.538	5.829	6.506	6.327	6.673	6.688	6.817	6.420
ELETRICIDADE	19.374	19.813	20.732	21.474	22.764	23.871	25.333	26.394	27.144	28.509	26.626	27.884	29.430	30.955	32.267
CARVÃO VEGETAL	5.402	4.961	5.256	5.333	4.915	4.554	4.379	3.986	4.401	4.814	4.409	4.615	5.432	6.353	6.248
ÁLCOOL ETÍLICO	6.104	5.973	6.228	6.643	6.870	7.152	6.910	6.783	6.798	5.820	5.377	6.085	5.794	6.445	6.963
OUTRAS SECUNDÁRIAS - ALCATRÃO	156	215	220	200	186	74	97	58	78	77	75	78	38	50	37
SUBTOTAL DERIVADOS DE PETRÓLEO	49.632	50.901	52.917	55.390	60.063	64.947	69.157	71.303	70.918	71.450	71.869	71.351	69.049	71.177	71.726
ÓLEO DIESEL	21.704	22.159	22.877	23.805	25.206	26.209	27.569	28.541	29.084	29.505	30.619	31.521	30.885	32.657	32.382
ÓLEO COMBUSTÍVEL	8.941	9.568	10.272	10.524	11.129	12.047	12.301	11.997	10.544	9.500	8.469	8.239	7.223	6.513	6.574
GASOLINA	8.103	8.062	8.479	9.286	11.106	12.998	14.215	14.834	13.828	13.319	13.051	12.468	13.162	13.607	13.638
GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO	5.650	5.969	6.005	6.124	6.484	6.842	7.116	7.335	7.661	7.844	7.742	7.402	6.996	7.182	7.121
NAFTA	0	0	0	5	30	11	4	4	4	4	4	4	0	0	0
QUEROSENE	2.199	2.058	2.140	2.168	2.490	2.629	2.931	3.202	2.988	3.180	3.286	3.161	2.221	2.369	2.578
GÁS CANALIZADO	271	237	216	141	119	113	108	111	94	85	35	26	0	0	0
OUTRAS SECUNDÁRIAS DE PETRÓLEO	2.764	2.848	2.928	3.338	3.499	4.099	4.914	5.279	6.715	8.014	8.664	8.530	8.562	8.848	9.433
TOTAL	120.668	122.073	125.402	131.554	136.903	144.463	152.226	155.280	156.815	157.657	158.643	165.543	169.622	178.221	182.687

Fonte: BEN,2006.

Tabela A.3 Evolução do consumo energético final por fonte em %

IDENTIFICAÇÃO	UNIDADE: %														
	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
GÁS NATURAL	1,8	2,0	2,2	2,1	2,3	2,6	2,8	2,8	3,1	4,0	4,8	5,6	6,0	6,4	6,9
CARVÃO MINERAL	1,1	0,8	0,8	0,8	0,9	1,2	1,4	1,3	1,6	1,8	1,7	1,8	1,9	2,0	1,9
LENHA	12,7	12,0	11,0	10,5	9,5	8,9	8,5	8,6	8,6	8,6	8,6	8,7	9,0	8,8	8,8
BAGAÇO DE CANA	10,0	10,5	10,0	11,1	10,5	10,3	11,0	10,7	10,6	8,5	9,9	10,6	11,4	11,4	11,6
LIXÍVIA	1,0	1,2	1,3	1,3	1,2	1,3	1,3	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,8	1,8	1,8
OUTRAS RECUPERAÇÕES	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
GÁS DE COQUERIA	1,1	1,1	1,1	1,0	1,0	1,0	0,9	0,9	0,7	0,8	0,8	0,7	0,7	0,8	0,7
COQUE DE CARVÃO MINERAL	5,1	5,1	5,3	5,1	5,0	4,7	4,4	4,2	3,7	4,1	4,0	4,0	3,9	3,8	3,5
ELETRICIDADE	16,1	16,2	16,5	16,3	16,6	16,5	16,6	17,0	17,3	18,1	16,8	16,8	17,4	17,4	17,7
CARVÃO VEGETAL	4,5	4,1	4,2	4,1	3,6	3,2	2,9	2,6	2,8	3,1	2,8	2,8	3,2	3,6	3,4
ÁLCOOL ETÍLICO	5,1	4,9	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,4	4,3	3,7	3,4	3,7	3,4	3,6	3,8
OUTRAS SECUNDÁRIAS - ALCATRÃO	0,1	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
SUBTOTAL DERIVADOS DE PETRÓLEO	41,1	41,7	42,2	42,1	43,9	45,0	45,4	45,9	45,2	45,3	45,3	43,1	40,7	39,9	39,3
ÓLEO DIESEL	18,0	18,2	18,2	18,1	18,4	18,1	18,1	18,4	18,5	18,7	19,3	19,0	18,2	18,3	17,7
ÓLEO COMBUSTÍVEL	7,4	7,8	8,2	8,0	8,1	8,3	8,1	7,7	6,7	6,0	5,3	5,0	4,3	3,7	3,6
GASOLINA	6,7	6,6	6,8	7,1	8,1	9,0	9,3	9,6	8,8	8,4	8,2	7,5	7,8	7,6	7,5
GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO	4,7	4,9	4,8	4,7	4,7	4,7	4,7	4,7	4,9	5,0	4,9	4,5	4,1	4,0	3,9
NAFTA	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
QUEROSENE	1,8	1,7	1,7	1,6	1,8	1,8	1,9	2,1	1,9	2,0	2,1	1,9	1,3	1,3	1,4
GÁS CANALIZADO	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
OUTRAS SECUNDÁRIAS DE PETRÓLEO	2,3	2,3	2,3	2,5	2,6	2,8	3,2	3,4	4,3	5,1	5,5	5,2	5,0	5,0	5,2
TOTAL	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Fonte: BEN, 2006.

Tabela A.4 Oferta e demanda de gás natural no Estado de São Paulo

Unidade: 10⁶ m³

	1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Produção	0	0	0	577	561	644	690	651	559	324	344	394	388	383	380
Importação Estadual	298	395	503	134	386	465	555	564	816	1.361	1.936	2.636	3.128	3.720	4.385
Perdas na Distr. E Arm.	-18	-21	-26	-24	-25	-12	-14	-13	-67	-47	-37	-59	-16	-24	-25
Oferta Bruta	280	374	477	687	922	1.097	1.231	1.202	1.308	1.638	2.243	2.971	3.500	4.079	4.740
Consumo Final	280	374	477	687	922	1.097	1.231	1.202	1.308	1.638	2.243	2.971	3.500	4.079	4.740
Residencial	1	2	2	15	40	58	65	69	73	73	73	82	94	107	110
Comercial	1	5	4	13	30	40	45	52	54	57	54	62	73	80	98
Público	0	0	0	0	0	0	6	6	2	0	8	9	9	18	21
Transportes	0	3	11	19	15	13	14	20	32	64	112	199	346	407	479
Rodoviário	0	3	11	19	15	13	14	20	32	64	112	199	346	407	479
Industrial	278	364	460	640	837	986	1.101	1.055	1.147	1.444	1.996	2.619	2.978	3.467	4.032
Cimento	0	0	1	2	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0
Ferro Gusa e Aço	31	41	29	148	157	237	286	202	207	243	277	275	311	350	472
Química	9	12	64	142	187	196	237	300	376	455	391	414	447	522	880
Alimentos e Bebidas	63	83	42	52	77	147	58	85	68	93	197	192	190	211	276
Têxtil	17	22	26	32	36	153	26	43	51	62	101	95	94	103	165
Papel e Celulose	0	0	61	58	88	86	84	53	116	122	194	299	340	396	453
Cerâmica	35	46	64	55	61	40	36	53	51	69	145	348	381	419	563
Outros (*)	123	160	173	151	231	126	373	319	278	399	691	996	1.215	1.466	1.223

Fonte: BEESP, 2006

Tabela A.5 Consumo final energético por fonte no Estado de São Paulo [109 kcal]

UNIDADE: 10⁹ kcal

ENERGÉTICOS	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Gás Natural	3.033	3.868	5.572	7.479	8.896	9.984	9.749	10.611	13.286	18.193	24.099	28.388	33.085	38.445
Carvão Vapor	1.316	984	800	1.032	1.080	500	420	396	364	336	344	296	324	332
Lenha	11.188	10.767	9.916	9.511	8.958	8.613	8.411	10.526	10.863	10.891	11.193	10.929	11.028	11.249
Outras Fontes Primárias	4.075	4.801	5.245	5.721	6.111	6.421	5.998	6.570	7.364	7.267	7.632	8.226	8.664	9.080
Gás de Coqueria	2.882	2.992	2.904	3.032	3.207	3.199	2.961	2.402	2.433	2.411	2.258	2.051	2.274	2.592
Coque de carvão mineral	12.792	12.441	14.110	13.027	12.917	13.083	13.241	11.516	10.633	9.977	10.032	12.952	11.841	11.096
Eletricidade	66.464	70.729	73.204	76.854	78.838	84.043	85.421	87.357	91.773	83.381	84.817	90.523	95.468	101.858
Carvão Vegetal	1.700	1.643	1.584	1.529	1.473	1.422	1.373	1.322	1.276	1.267	1.233	1.197	1.238	1.250
Álcool Etílico	24.561	25.520	27.194	27.891	28.844	26.632	21.253	23.209	16.994	14.532	16.347	14.862	18.454	19.948
Bagaço de Cana	56.897	59.898	59.644	59.622	66.806	71.153	78.213	76.141	58.117	72.042	74.728	79.709	92.122	97.131
Não Energ. de Cana	17.788	20.149	24.228	26.064	28.624	31.381	34.495	45.310	34.816	44.352	51.048	54.619	59.458	60.347
Derivados de petróleo	180.467	186.953	200.264	209.959	232.105	252.886	257.253	258.425	263.500	259.540	243.937	240.492	248.486	245.238
Óleo Diesel	55.427	55.659	57.982	60.495	66.463	73.262	74.200	75.887	76.649	79.059	80.444	77.482	80.479	80.436
Óleo Combustível	40.007	40.571	42.173	41.477	45.196	48.649	48.180	43.812	42.639	38.033	31.331	28.689	27.373	23.995
Gasolina	28.295	28.730	34.721	37.963	44.436	47.388	48.214	49.446	45.768	44.950	42.122	39.933	40.104	41.654
Gás Liquefeito de Ptr..	15.489	16.366	16.670	16.986	19.548	19.913	20.426	21.698	22.494	22.592	21.211	19.756	19.877	19.360
Nafta	12.388	14.671	14.259	14.870	15.083	19.922	20.063	21.094	21.844	25.741	18.707	19.694	23.546	19.480
Querosene	7.485	9.097	10.373	13.148	15.505	16.487	19.103	17.723	15.839	13.679	14.628	16.421	16.855	17.583
Gás canalizado (Nafta)	993	939	651	325	114	4	4	4	4	0	0	0	0	0
Gás de Refinaria	5.588	7.027	8.356	8.388	8.427	8.097	7.440	8.227	9.620	9.646	10.679	10.589	10.504	9.285
Produtos N. E. de Ptr.	10.223	9.825	10.586	11.682	12.779	14.300	14.335	13.769	18.067	17.483	16.175	18.147	19.482	21.967
Outras Secundárias	4.572	4.068	4.493	4.625	4.554	4.864	5.288	6.765	10.576	8.357	8.640	9.781	10.266	11.478
TOTAL	383.163	400.745	424.665	441.721	477.859	509.317	518.788	533.785	511.419	524.189	527.668	544.244	582.442	598.566

Fonte: BEESP, 2006

Tabela A.6 Consumo final energético por fonte no Estado de São Paulo [%]

UNIDADE: %

ENERGÉTICOS	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Gás Natural	0,8	1,0	1,3	1,7	1,9	2,0	1,9	2,0	2,6	3,5	4,6	5,2	5,7	6,4
Carvão Vapor	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Lenha	2,9	2,7	2,3	2,2	1,9	1,7	1,6	2,0	2,1	2,1	2,1	2,0	1,9	1,9
Outras Fontes Primárias	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5
Gás de Coqueria	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4
Coque de carvão mineral	3,3	3,1	3,3	2,9	2,7	2,6	2,6	2,2	2,1	1,9	1,9	2,4	2,0	1,9
Eletricidade	17,4	17,6	17,2	17,5	16,3	16,3	16,3	16,3	18,0	15,8	16,2	16,9	16,4	17,0
Carvão Vegetal	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Álcool Etílico	6,4	6,4	6,4	6,3	6,0	5,2	4,1	4,3	3,3	2,8	3,1	2,7	3,2	3,3
Bagaço de Cana	14,8	14,9	14,0	13,5	14,0	14,0	15,1	14,3	11,4	13,7	14,2	14,6	15,8	16,2
Não Energ. de Cana	4,6	5,0	5,7	5,9	6,0	6,2	6,6	8,5	6,8	8,5	9,7	10,0	10,2	10,1
Derivados de petróleo	47,2	46,8	47,3	47,5	48,7	49,7	49,6	48,5	51,5	49,5	46,1	44,0	42,6	41,0
Óleo Diesel	14,5	13,9	13,7	13,7	13,9	14,4	14,3	14,2	15,0	15,1	15,2	14,2	13,8	13,4
Óleo Combustível	10,4	10,1	9,9	9,4	9,5	9,6	9,3	8,2	8,3	7,3	5,9	5,3	4,7	4,0
Gasolina	7,4	7,2	8,2	8,6	9,3	9,3	9,3	9,3	8,9	8,6	8,0	7,3	6,9	7,0
Gás Liquefeito de Petr.	4,0	4,1	3,9	3,8	4,1	3,9	3,9	4,1	4,4	4,3	4,0	3,6	3,4	3,2
Nafta	3,2	3,7	3,4	3,4	3,2	3,9	3,9	4,0	4,3	4,9	3,5	3,6	4,0	3,3
Querosene	2,0	2,3	2,4	3,0	3,2	3,2	3,7	3,3	3,1	2,6	2,8	3,0	2,9	2,9
Gás canalizado (Nafta)	0,3	0,2	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Gás de Refinaria	1,5	1,8	2	1,9	1,8	1,6	1,4	1,5	1,9	1,8	2	1,9	1,8	1,6
Produtos N. E. de Petr.	2,7	2,5	2,5	2,6	2,7	2,8	2,8	2,6	3,5	3,3	3,1	3,3	3,3	3,7
Outras Secundárias	1,2	1	1,1	1	1	1	1	1,3	2,1	1,6	1,6	1,8	1,8	1,9
TOTAL	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Fonte: BEESP, 2006

**Tabela A7. TARIFAS DO GÁS NATURAL CANALIZADO – PORTARIA CSPE Nº 459 –
SEGMENTO COMERCIAL
Área de Concessão da COMGÁS**

CLASSE	m³/mês	FIXO R\$/mês	VARIÁVEL R\$/m³
1	0-0	19,45	-
2	0,01 a 50,00 m ³	19,45	2,360585
3	50,01 a 150,00 m ³	31,59	2,117556
4	150,01 a 500,00 m ³	55,89	1,956553
5	500,01 a 2.000,00 m ³	127,59	1,813127
6	2.000,01 a 3.500,00 m ³	588,13	1,582892
7	3.500,01 a 50.000,00 m ³	2.205,49	1,121135
8	> 50.000,00 m ³	5.850,93	1,048227

Fonte: **PORTARIA CSPE Nº 459**

Nota do Faturamento: Cada classe é independente. Aplica-se a cada uma delas um encargo variável

NOTAS:

1) Os valores não incluem ICMS

2) Valores para Gás Natural referido nas seguintes condições:

Poder Calorífico Superior = 9.400 kcal/m³ (39.348,400kJ/m³ ou 10,932 kWh/m³)

Temperatura = 293,15 K (20 °C)

Pressão = 101.325 Pa (1 atm)

3) Fórmula de Cálculo do Importe : $I = F + (CM \times V)$, onde

F = Valor do encargo Fixo

CM = Consumo Mensal Medido em m³

V = Valor do encargo Variável

**Tabela A8. TARIFAS DO GÁS NATURAL CANALIZADO – PORTARIA CSPE Nº 459 –
SEGMENTO COGERAÇÃO**

Área de Concessão da COMGÁS – Tabela de Margens Máximas

CLASSE	m ³ /mês	VARIÁVEL R\$/m ³	
		COGERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA DESTINADA AO CONSUMO PRÓPRIO OU A VENDA A CONSUMIDOR FINAL	COGERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA DESTINADA À REVENDA A DISTRIBUIDOR
1	Até 100.000,00 m ³	0,1949481	0,1926365
2	100.000,01 a 500.000,00 m ³	0,1577384	0,1558680
3	500.000,01 a 2.000.000,00 m ³	0,1551992	0,1533589
4	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m ³	0,1420321	0,1403479
5	4.000.000,01 a 7.000.000,00 m ³	0,1263282	0,1248303
6	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m ³	0,1106219	0,1093102
7	> 10.000.000,00 m ³	0,0945525	0,0934313

Fonte: PORTARIA CSPE Nº 459

Notas:

- 1) Os valores não incluem ICMS
- 2) Ao valor das margens desta tabela, que já incluem os tributos PIS/PASEP e COFINS, deverá ser acrescido o valor do preço do gás (commodity+transporte) referido nas condições abaixo e destinado a esses segmentos.
- 3) Gás Natural referido nas seguintes condições:
Poder Calorífico Superior = 9.400 kcal/m³ (39.348,400 kJ/m³ ou 10,932 kWh/m³)
Temperatura = 293,15o K (20° C)
Pressão = 101.325 Pa (1 atm)
- 4) O custo do gás canalizado e do transporte destinados a estes segmentos, já considerados os valores dos tributos PIS/PASEP e COFINS incidentes no fornecimento pela Concessionária, vigentes nesta data, é de:
 - a. R\$ 0,439691/m³, nos casos em que o gás canalizado é adquirido como insumo energético utilizado na cogeração de energia elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final.
 - b. R\$ 0,434477/m³, nos casos em que o gás canalizado é adquirido como insumo energético utilizado na cogeração de energia elétrica destinada à revenda a distribuidor.
- 5) Os valores obtidos em razão de alterações para mais ou menos dos custos indicados no item 4, serão contabilizados em separado por usuário e a estes repassados, nos termos da Cláusula 11a do Contrato de Concessão.
- 6) O cálculo do importe deve ser realizado em cascata, ou seja, progressivamente em cada uma das faixas de consumo.