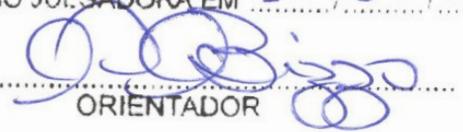


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR TÚLIO MORAES  
BENEDETTI E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 16 / 06 / 2010

  
ORIENTADOR

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

Túlio Moraes Benedetti

**Análise técnica e econômica de um sistema de  
refrigeração por ciclo de absorção amônia-água  
e sua integração com um abatedouro de aves**

Campinas, 2010.

Túlio Moraes Benedetti

# **Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água e sua integração com um abatedouro de aves**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Waldir Antônio Bizzo

Campinas  
2010

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

B434a Benedetti, Túlio Moraes  
Análise técnica e econômica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção amônia-água e sua integração com um abatedouro de aves / Túlio Moraes Benedetti. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Waldir Antônio Bizzo.  
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração. 2. Absorção. 3. Amônia. 4. Viabilidade econômica. I. Bizzo, Waldir Antônio. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Technical and economical analysis of an ammonia-water absorption refrigeration cycle and its integration with a poultry slaughterhouse

Palavras-chave em Inglês: Refrigeration, Absorption, Ammonia, Economical viability

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Kamal Abdel Radi Ismail, Ricardo Nicolau Nassar Koury

Data da defesa: 16/06/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Análise técnica e econômica de um sistema de  
refrigeração por ciclo de absorção amônia-água  
e sua integração com um abatedouro de aves**

Autor: Túlio Moraes Benedetti

Orientador: Prof. Dr. Waldir Antônio Bizzo

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Waldir Antônio Bizzo, Presidente**  
Instituição: Unicamp/FEM

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail**  
Instituição: Unicamp/FEM

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury**  
Instituição : UFMG/DEMEC

Campinas, 16 de junho de 2010.

A Amélio, Maria Helena e Juliana. A você também, Milka.

## Agradecimentos

A Deus, pelo dom de viver, pela capacidade de pensar e pela liberdade de agir. *Soli Deo gloria.*

Aos meus pais, pelo amparo, resguardo e educação constantes e diligentes por longos, mas repentinos, vinte e três anos, baseados em valores de união, integridade, justiça e simplicidade: a maior riqueza que poderiam ter me dado.

A minha namorada, por ter suportado a dor do isolamento, sem nunca deixar de me ouvir e apoiar com paciência e compreensão. Por ter me aguardado a cada ida e vinda conturbada, durante quatro anos, sempre me recebendo com o olhar de quem ama e espera ansiosamente.

Ao professor Waldir Bizzo que cumpriu de forma atenciosa e consistente seu papel de orientador e fundamentador. Também aos professores Kamal Ismail, Araí Pécora e José Ricardo Figueiredo, contribuintes relevantes da minha formação acadêmica.

Meus sinceros agradecimentos aos que, de forma direta e/ou indireta, contribuíram, física ou moralmente, para que esse humilde, mas oneroso trabalho fosse desenvolvido e concluído: familiares, amigos, colegas de faculdade e de república.

Todo esforço em oposição ao lugar comum gera desconforto, mas nos deixa mais resistentes para os intermináveis desafios de nossa caminhada. Mares calmos não fazem bons marinheiros.

*“Há um tempo em que é preciso abandonar as roupas usadas, que já têm a forma do nosso corpo, e esquecer os nossos caminhos que nos levam sempre aos mesmos lugares. É o tempo da travessia: e, se não ousarmos fazê-la, teremos ficado, para sempre, à margem de nós mesmos.”*

*Fernando Pessoa*

## Resumo

Este trabalho apresenta uma análise técnica e econômica da substituição parcial de um sistema de refrigeração por compressão de vapor por um sistema de absorção água-amônia e sua integração energética com um abatedouro de aves. Na primeira parte do trabalho, é desenvolvido um quadro geral para a modelagem termodinâmica de um sistema de refrigeração por ciclo de absorção utilizando a mistura água-amônia, a fim de se avaliar condições operacionais e parâmetros de projeto. Desenvolve-se também modelos para pré-dimensionamento dos principais equipamentos presentes no sistema, como trocadores de calor e coluna de recheio. A influência das temperaturas de operação, eficiência e disposição dos trocadores de calor e diferentes configurações do ciclo (*GAX* - “*Generator-Absorber heat eXchange*” e simples estágio) são analisadas e comparadas no intuito de se verificar o efeito no desempenho do sistema. Na segunda parte, são analisadas práticas viáveis para recuperação material e energética dos subprodutos do abate de aves, com o intuito de se obter energia térmica com baixo custo e integração com o sistema de refrigeração por absorção. Na terceira e última parte do trabalho, um estudo de viabilidade econômica é realizado, com o intuito de se obter o retorno do investimento, considerado pela substituição da energia elétrica por energia térmica. Os resultados da investigação mostram que os trocadores de calor aumentam o desempenho do ciclo significativamente (mais de 40 %), sendo o pré-aquecedor de solução rica indispensável. O sistema *GAX* mostrou-se uma alternativa potencial para obtenção de maiores valores para o coeficiente de desempenho, entretanto sua vantagem energética sofre significativas limitações de alguns parâmetros, como o desnível térmico entre gerador e absorvedor. Considerando, assim, a validade das técnicas de recuperação energética a partir dos subprodutos do abate de aves e a utilização do sistema de absorção, o abatedouro tem enorme potencial de recuperação energética em pequena e grande escala, possibilitando maior sustentabilidade ambiental e econômica.

*Palavras Chave:* Refrigeração, Absorção, Amônia, Viabilidade econômica.

## Abstract

This work presents a technical and economic analysis of partial replacement of a vapor compression refrigeration system for an ammonia-water absorption system and its energetic integration with a poultry slaughterhouse. In the first part of this work, is developed a general framework for the thermodynamic modeling of a system of absorption refrigeration cycle using ammonia-water mixture in order to evaluate operating conditions and design parameters. It is also developed models for pre-sizing of major equipment in the system, such as heat exchangers and packed column. The influence of operation temperatures, efficiency and arrangement of heat exchangers and different configurations of the cycle (*GAX* - "Generator-Absorber heat eXchange and single stage) are analyzed and compared in order to verify the effect on system performance. In the second part, is discussed practical feasible to recover material and energy by-products from slaughtered poultry, in order to obtain thermal energy with low costs and integration with the absorption refrigeration system. In the third and final section, an economic feasibility study is conducted in order to obtain the return on investment, considered by the substitution of electricity by thermal power. Research results show that the heat exchangers increase the cycle performance significantly (more than 40 %), and the rich solution preheater is indispensable. The *GAX* system proved to be a potential alternative to obtain higher values for the coefficient of performance, however, its energy advantage suffers significant limitations of some parameters, such as the thermal gradient between the generator and absorber. Considering, therefore, the validity of the techniques of energy recovery from by-products from slaughtered poultry and the use of absorption system, the slaughterhouse has enormous potential for energy recovery in small and large scale, allowing for greater environmental and economic sustainability.

*Key Words:* Refrigeration, Absorption, Ammonia, Economical viability.

## Lista de Ilustrações

2.1.1: Esquema de funcionamento ciclo de absorção	8
2.1.2: Ciclo de absorção conceitual básico	8
2.1.3: Ciclo de refrigeração por absorção com trocadores de calor	10
2.1.4: Ciclo de absorção com retificador	11
2.1.5: Ciclo de refrigeração por absorção simples estágio com trocadores de calor	12
2.1.6: Ciclo simulado pela ASHRAE (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)	13
2.1.7: Sistema de duplo efeito água-amônia	15
2.1.8: Esquema do sistema de refrigeração por absorção (HC - Unicamp) (PRATTS, 2002)	16
2.1.9: Diagrama Entalpia-Concentração para solução água-amônia (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2005)	23
2.1.10: Ilustração de balanço energético no ciclo de absorção (STOECKER E JONES, 1985)	25
2.1.11: Comportamento do <i>COP</i> em função da temperatura de evaporação (THRELKELD, 1970)	26
2.1.12: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de absorção no estudo de Stoecker (1970)	27
2.1.13: Comparação entre um ciclo tradicional de simples efeito e um ciclo <i>GAX</i> (GÓMEZ <i>ET AL</i> , 2008)	28
2.1.14: Diagrama esquemático de um ciclo <i>GAX</i> híbrido (KUMAR <i>ET AL</i> , 2007)	29
2.1.15: Conceito fundamental do ciclo <i>GAX</i> (KANG <i>ET AL</i> , 2000)	29
2.1.16: <i>COP</i> versus Temperatura no gerador para diferentes concentrações de sais	31
2.1.17: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção (OLIVEIRA <i>ET AL</i> , 2004)	35
2.2.1: Digestores utilizados para cozimento dos resíduos (HAARSLEV INDUSTRIES, 2009)	37
2.2.2: Demanda média horária de energia elétrica por setores de um abatedouro (ZANIN <i>ET AL</i> , 2002)	38
2.2.3: Consumo médio diário ( <i>kWh</i> ) dos motores dos compressores em uma sala de máquinas em um abatedouro (BUENO, 2008)	39
2.2.4: Consumo médio diário de energia elétrica do abatedouro em <i>kWh</i> (BUENO, 2008)	40

2.2.5: Recuperação energética através da água de resfriamento de carcaças	43
2.2.6: Esquema de um circuito para aquecimento de água utilizando o condensador e/ou desuperaquecedor de um sistema frigorífico	45
2.2.7: Oportunidades potenciais de recuperação de energia térmica em abatedouros. Traduzido de UNEP (2002)	48
2.2.8: Processamento usual de vísceras (adaptado de FERROLI <i>ET AL</i> , 1997)	50
2.2.9: Processamento usual de penas e sangue (adaptado de FERROLI <i>ET AL</i> , 1997)	51
2.2.10: Esquema de aproveitamento dos gases gerados no processo de cocção	54
2.2.11: Reator de baixo custo para geração de biogás com de dejetos de aves (USAID, 2007)	57
2.2.12: Compressor parafuso com resfriamento do óleo à água	60
2.2.13: Compressor parafuso com resfriamento por termossifão	61
2.2.14: Fluxograma do Sistema de recuperação de calor (FELAMINGO, 2007)	62
2.3.1: Fluxo de Caixa Representativo da Série Gradiente Geométrico	67
2.3.2: Esquema Representativo da Depreciação SDNA	68
2.4.1: Esquemas típicos de colunas de recheio	71
2.4.2: Tipos de peças para colunas de recheio: a) Anel Raschig, b) Anel Lessing, c) Sela Berl, d) Sela Novalox, e) Tellerette, f) Anel Pall (SIERES, 2005)	72
2.4.3: Gradientes de concentração na transferência de massa entre duas fases	75
2.5.1: Correlações para as propriedades termodinâmicas da mistura de água-amônia (traduzido de Thorin, 2000)	78
3.1.1: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio	91
3.1.2: Conjunto gerador-coluna-condensador de refluxo	94
3.1.3: Diagrama esquemático de uma seção arbitrária da coluna de retificação	94
3.1.4: Visualização gráfica da Equação 3.1.14	96
3.1.5: Representação gráfica das mudanças de fase em uma seção da coluna de retificação	96
3.1.6: Processo de mudança de fase em cada seção da coluna	97
3.1.7: VC do conjunto gerador-coluna-condensador de refluxo	98
3.1.8: Linha de Operação entre dois Pólos	100
3.1.9: Processos no Gerador-Retificador que envolvem Mudança de Fase	101
3.1.10: VC do absorvedor	103

3.1.11: VC do condensador	104
3.1.12: VC do evaporador	105
3.1.13: VC do Pré-aquecedor de solução rica	106
3.1.14: VC do Sub-resfriador	108
3.1.15: VC da bomba	109
3.1.16: VC das válvulas	110
3.1.17: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio sem sub-resfriador	112
3.1.18: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio sem pré-aquecedor de solução rica	112
3.2.1: Diagrama Esquemático do ciclo <i>GAX</i>	114
3.3.1: Metodologia básica de Resistência Térmica usada para um tubo circular	125
3.3.2: Serpentina de condensador evaporativo como absorvedor de borbulha horizontal (PRATTS, 2002)	126
3.3.3: Esquema de um condensador evaporativo comum em sistemas industriais (DANIELI <i>ET AL</i> , 2006)	127
3.4.1: Elemento diferencial genérico de uma seção da coluna de altura $dy$	133
4.1.1: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de evaporação para diferentes valores de concentração do refrigerante na saída do retificador (simples estágio)	160
4.1.2: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de condensação para diferentes valores da temperatura de evaporação (simples estágio)	161
4.1.3: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de absorção para diferentes valores da temperatura de evaporação (simples estágio)	162
4.1.4: Variação do <i>COP</i> com a temperatura do gerador para diferentes valores de concentração do refrigerante na saída do retificador (simples estágio)	163
4.1.5: Gráfico tridimensional mostrando a variação do <i>COP</i> com a temperatura e a inserção térmica no gerador (simples estágio, $Q_E = 1.290 \text{ kW}$ , $T_E = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ )	164
4.1.6: Variação da razão de circulação com a temperatura do gerador (simples estágio)	165
4.1.7: Variação das Taxas de Transferência de calor nos equipamentos com a carga térmica (simples estágio)	166
4.1.8: Variação dos parâmetros UA em função da temperatura de evaporação (simples estágio)	166

4.1.9: Variação do <i>COP</i> em função da eficiência da bomba e efetividade dos trocadores (simples estágio)	167
4.1.10: Comparação da variação do <i>COP</i> ideal, <i>COP</i> sem perdas de pressão e efetividade e <i>COP</i> real com a variação da temp. de evaporação (simples estágio)	168
4.1.11: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de evaporação para os diferentes tipos de ciclos analisados	169
4.1.12: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de condensação para os diferentes tipos de ciclos analisados	169
4.1.13: Variação do <i>COP</i> com a temperatura de absorção para os diferentes tipos de ciclos analisados	170
4.1.14: Variação do <i>COP</i> com a temperatura do gerador para os diferentes tipos de ciclos analisados	171
4.1.15: Variação do <i>COP</i> com a concentração da amônia na mistura na saída do retificador para os diferentes tipos de ciclos analisados	172
4.1.16: Variação das eficiências das seções da coluna de destilação com a temperatura de evaporação (simples estágio)	175
4.1.17: Variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico com o tamanho nominal do recheio	176
4.1.18: Variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico com a temperatura média do vapor ascendente	177
4.1.19: Valores da altura de recheio calculados para diferentes valores de diâmetro interno da coluna	178
4.1.20: Valores da altura de recheio calculados para diferentes valores do coeficiente de transferência de massa volumétrico	178
4.2.1: Proposta de obtenção e utilização de biogás no abatedouro	182
4.2.2: Diagrama das práticas mais viáveis para recuperação dos resíduos do abate de aves	184
4.2.3: Utilização dos vapores provenientes do digestor para produção de água quente	185
4.2.4: Sugestão de integração dos sistemas de alta e baixa temperatura no abatedouro	185
4.2.5: Fluxograma de integração do abatedouro com o sistema de refrigeração por absorção	186
4.3.1: Gráfico do fluxo de caixa líquido no decorrer dos meses	190

4.3.2: Gráfico do Valor Presente Líquido no decorrer dos meses	191
4.3.3: Tela inicial do algoritmo para cálculo da viabilidade econômica	192
4.3.4: Parte dos resultados obtidos com o algoritmo	193
4.3.5: Variação do payback com o investimento adimensionalizado ( $T_E = -10\text{ }^\circ\text{C}$ )	196
4.3.6: Variação do payback com o investimento adimensionalizado ( $T_E = -15\text{ }^\circ\text{C}$ )	196

## Lista de Tabelas

2.1.1: Componentes básicos do ciclo de absorção	10
2.1.2: Dados de entrada e suposições assumidas no exemplo da ASHRAE (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)	13
2.1.3: Resultados da simulação da ASHRAE (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)	14
2.1.4: Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia (CORTEZ ET. AL, 1994)	18
2.1.5: Pares refrigerante absorvente usados em refrigeração por absorção (MOREIRA, 2007)	22
2.1.6: Comparação entre a energia requerida por uma instalação de compressão e uma de absorção (CORTEZ ET AL, 1994)	33
2.2.1: Consumo médio diário de energia elétrica e índices CEF para setores do abatedouro (ZANIN ET AL, 2002)	39
2.2.2: Valores de consumo de energia elétrica por setores (BUENO, 2008)	40
2.2.3: Características típicas de águas residuais em abatedouros. Traduzido de EPA (2002)	56
2.2.4: Características típicas de águas residuais de graxarias em abatedouros. Traduzido de EPA (2002)	56
2.2.5: Composições do Biogás (WHEATLEY, 1990)	58
2.2.6: Produção de Metano e Oferta energética com a produção de biogás. Traduzido de UNEP (1999)	58
2.5.1: Coeficientes da expressão da energia livre de Gibbs (Equações 2.5.8 e 2.5.9)	81
3.4.1: Coeficientes de ajuste da concentração molar de vapor em função da concentração molar de líquido em equilíbrio e da pressão (Equação 3.4.32)	140
3.4.2: Equações dos parâmetros da Equação 3.4.37	141
3.4.3: Equações dos parâmetros das Equações 3.4.39 e 3.4.40	142
3.4.4: Constantes da Equação 3.4.42	143
3.4.5: Valores de tensões superficiais críticas para diferentes materiais	145
3.5.1: Consumo de água estimado para alguns setores do abatedouro. Traduzido de Gelman <i>et al</i> (1989)	147

3.6.1: Estimativas de custos fixos	149
3.6.2: Estimativas de custos operacionais	149
3.6.3: Ferramentas para cálculo da viabilidade financeira de um projeto	152
4.1.1: Dados para validação do modelo e erro relativo com o <i>COP</i> simulado	154
4.1.2: Parâmetros de entrada para os ciclos principais	156
4.1.3: Estimativas de quedas de pressão para os equipamentos dos ciclos	156
4.1.4: Estimativas de outros parâmetros para os ciclos	157
4.1.5: Comparação energética entre as diferentes configurações do ciclo de absorção	158
4.1.6: Resultados referentes à otimização da temperatura do gerador para cada ciclo	159
4.1.7: Parâmetros UA dos equipamentos	173
4.1.8: Comparação com os parâmetros UA obtidos por Boer <i>et al</i> (2009)	174
4.1.9: Estimativas das áreas de troca térmica dos trocadores de calor (simplex estágio)	174
4.1.10: Características do recheio escolhido	176
4.1.11: Condições de operação e parâmetros calculados para dimensionamento da coluna de recheio	179
4.2.1: Resultados da obtenção de água quente com o vapor da umidade dos subprodutos sólidos utilizando dados de produção do abatedouro visitado	181
4.2.2: Dados para obtenção da produção teórica de biogás a partir das águas residuais	183
4.3.1: Dados de entrada para o cálculo de viabilidade econômica	188
4.3.2: Estimativas de insumos, serviços e bens para a implantação e operação do sistema de absorção para aplicação da metodologia específica de viabilidade econômica	189
4.3.3: Principais resultados do programa de calcula de viabilidade econômica	189
4.3.4: Comparação do cálculo de TIR e VPL pelo algoritmo e pelo Excel	190
4.3.5: Custo/Benefício dos equipamentos no período $n = 30$	192
4.3.6: Variáveis fixadas	194

## Lista de Variáveis, Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

<b>A</b> – parcela do fluxo de caixa uniforme / Área	[UM / m <sup>2</sup> ]
<b>a<sub>ef</sub></b> – área efetiva de transferência de massa	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
<b>a<sub>p</sub></b> – área específica de transferência de massa	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]
<b>c<sub>e</sub></b> – custo unitário de energia elétrica	[UM/kW]
<b>C<sub>p</sub></b> – calor específico	[J/kg•K]
<b>D</b> – coeficiente de difusão / diâmetro do tubo	[m <sup>2</sup> /s / m]
<b>d<sub>c</sub></b> – diâmetro interno da coluna de recheio	[m]
<b>d<sub>p</sub></b> – tamanho nominal do recheio	[m]
<b>F</b> – coeficiente de transferência de massa	[mol/m <sup>2</sup> •s]
<b>f</b> – fator de atrito	
<b>F<sub>AG</sub></b> – fator de ajuste do modelo do condensador evaporativo	
<b>Fr</b> – número de Froude	
<b>g</b> – aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>G</b> – gradiente geométrico do fluxo de caixa/energia livre de Gibbs	[UM / kJ/kg]
<b>G<sub>t</sub></b> – velocidade mássica através dos tubos	[kg/m <sup>2</sup> •s]
<b>h</b> – entalpia / coeficiente de transferência de calor	[kJ/kg / W/m <sup>2</sup> •K]
<b>H<sub>c</sub></b> – altura de recheio	[m]
<b>h<sub>lv</sub></b> – entalpia de vaporização	[J/kg]
<b>H<sub>v</sub></b> – altura de uma unidade de transferência da fase de vapor	[m]
<b>I</b> – investimento	[UM]
<b>i</b> – taxa de juros	[%]
<b>I<sub>rie</sub></b> – Índice de recuperação interna de energia	[%]
<b>k</b> – condutividade térmica	[W/m•K]
<b>K</b> – fator de correção para a temperatura operacional do reator	[gDQO/m <sup>3</sup> ]
<b>L</b> – comprimento do tubo	[m]
<b>L̇</b> – vazão molar superficial de líquido	[mol/m <sup>2</sup> •s]

<b>M</b> – massa molecular	[kg/mol]
<b>m</b> – massa	[kg]
$\dot{m}$ – vazão mássica	[kg/s]
<b>n</b> – número / período	
$\dot{n}$ – fluxo molar	[mol/m <sup>2</sup> ·s]
$\dot{N}$ – vazão molar	[mol/s]
<b>Nu</b> – número de Nusselt	
<b>N<sub>v</sub></b> – número diferencial de unidades de transferência de vapor	
<b>P</b> – pressão	[kPa/Mpa]
<b>Pr</b> – número de Prantl	
<b>q</b> – título	
$\dot{Q}$ – fluxo de calor	[kW]
<b>R</b> – constante universal dos gases / resistência térmica	[J/mol·K / K/W]
<b>r</b> – raio do tubo	[m]
<b>R</b> – rugosidade	
<b>Re</b> – número de Reynolds	
<b>s</b> – entropia	[kJ/kg·K]
<b>S</b> – valor residual dos bens ao fim da vida útil	[UM]
<b>Sc</b> – número de Schmidt	
<b>T</b> – temperatura	[°C/K/°F]
<b>U</b> – coeficiente global de transferência de calor	[kW/m <sup>2</sup> ·K]
<b>u</b> – velocidade superficial	[m/s]
<b>V</b> – velocidade	[m/s]
$\dot{V}$ – vazão molar superficial de vapor	[mol/m <sup>2</sup> ·s]
$\dot{W}$ – potência	[kW]
<b>We</b> – número de Weber	
<b>w<sub>o</sub></b> – espessura de uma placa plana	[m]
<b>x</b> – fração mássica de amônia	[kg/kg]
<b>y</b> – fração molar de amônia	[mol/mol]
<b>z</b> – relação entre o fluxo molar de amônia e o fluxo molar total	

### ***Letras Gregas***

$\epsilon_p$ – fração de vazio do recheio	[%]
$\epsilon$ – efetividade	[%]
$\eta$ – viscosidade dinâmica / eficiência	[kg/m·s / %]
$v$ – volume específico	[m <sup>3</sup> /kg]
$\rho$ – densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$ – tensão superficial	[N/m]
$\tau$ – alíquota do imposto de renda	
$\Gamma$ – fluxo do filme de água por unidade de longitude de tubo	[kg/s·m]
$\mu$ – potencial químico	[kJ/kmol]

### ***Superescritos***

“\*” – equilíbrio com a fase líquida

“-” – molar

**E** – excesso

### ***Subscritos***

**1** – entrada da coluna de recheio

**2** – saída da coluna de recheio

**A** – absorvedor

**A** – amônia

**b** – bacia

**B** – estado de referência para as propriedades reduzidas/bomba

**c** – condição crítica / coluna

**C** – condensador

**e** – entrada / externo

**E** – evaporador

**f** – frio / filme

**f** – líquido saturado

**g** – vapor saturado

**G** – gerador  
**i** – condição na interface  
**i** – interno  
**l** – fase líquida  
**L** – líquido  
**lm** – diferença média logarítmica  
**m** – condição média/mistura  
**o** – estado inicial / estado de referência  
**q** – quente  
**r** – propriedade reduzida / reposição / refrigerante  
**r** – recheio  
**R** – retificador  
**s** – saída / superfície  
**t** – tubo  
**v** – fase de vapor  
**V** – vapor  
**W** – água

### *Abreviações*

**Ap** – *Approach*

**CEF** – Consumo Específico de Energia elétrica

**cond** – Condensação

**DEP** – Depreciação

**des** – Dessorção

**disp** – Disponível

**ext** – Externo

**GAXA** – Trocador de Calor Gerador Absorvedor na região do Absorvedor

**GAXG** – Trocador de Calor Gerador Absorvedor na região do Gerador

**id** – Ideal

**int** – Interno

**mín** – Mínimo

**mist** – Mistura

**RCE** – razão entre os custos específicos de energia térmica e elétrica

**REC** – Recirculação

**req** – Requerido

**resf** – Resfriamento

**ret** – Retificação

**sat** – Saturação

**sp** – Sem perdas

**Tot** – Total

### *Siglas*

**ABNT** – Associação Brasileira de Normas Técnicas

**ABEF** – Associação Brasileira dos Produtores e Exportadores de Frangos

**BNDES** – Banco Nacional do Desenvolvimento

**CAU** – Custo de Amortização Uniforme

**CEMIG** – Companhia Energética de Minas Gerais

**CETESB** – Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental

**CMU** – Custo de Manutenção Uniforme

**COP** – *Coefficient of Performance* (Coeficiente de Desempenho)

**DBO** – Demanda bioquímica de Oxigênio

**DIPOA** – Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal

**DQO** – Demanda química de Oxigênio

**EES** – *Engineering Equation Solver*

**EPA** – *Environmental Protection Agency*

**EPI** – Equipamento de Proteção Individual

**FC** – Fluxo de Caixa

**FESP** – Federação das Indústrias do Estado de São Paulo

**GAX** – *Generator Absorber heat eXchange* (Trocador de Calor Gerador Absorvedor)

**HETP** – Altura Equivalente de um Prato Teórico

**HTU** – Altura de uma Unidade de Transferência

**IR** – Imposto de Renda

**MAPA** – Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento

**NKT** – Nitrogênio de Kjeldahl Total

**NTU** – Número de Unidades de Transferência

**PASR** – pré-aquecedor de solução rica

**PBT** – (substâncias químicas) Persistentes, Bioacumulativas e Tóxicas

**PVA** – Peso Vivo Abatido

**SDNA** – Soma dos Números dos Anos

**SR** – subresfriador

**TIR** – Taxa Interna de Retorno

**TMA** – Taxa Mínima de Atratividade

**TR** – Tonelada de Refrigeração

**TSS** – Total de Sólidos Suspensos

**UFC** – Unidades de Formação de Colônias de bactérias

**UM** – Unidade Monetária

**UNEP** – *United Nations Environment Programme*

**USAID** – *United States Agency for International Development*

**VC** – Volume de Controle

**VPL** – Valor Presente Líquido

# SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Considerações iniciais e motivações	1
1.2 Objetivos	4
2 REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1 Sistemas de refrigeração por absorção utilizando a mistura água-amônia	5
2.1.1 Breve revisão histórica	5
2.1.2 Conceitos básicos do sistema de refrigeração por absorção	7
2.1.3 A amônia como agente refrigerante	18
2.1.4 A mistura água-amônia e a amônia como agente refrigerante	21
2.1.5 Desempenho do sistema	24
2.1.6 O Ciclo <i>GAX (Generator Absorber heat eXchange)</i>	27
2.1.7 Utilização de sais na mistura	30
2.1.8 Comparação entre os ciclos de refrigeração por absorção e por compressão	31
2.2 Potencial de aplicação do sistema de absorção em abatedouros de aves	35
2.2.1 Produção e abate de aves	35
2.2.2 Utilização de energia elétrica e térmica no abatedouro	38
2.2.3 Recuperação e utilização eficiente de energia no abatedouro e sua integração com o sistema de refrigeração por absorção	41
2.2.3.1 Recuperação energética direta e indiretamente através dos subprodutos do abate de aves	49
2.2.3.2 Recuperação energética a partir do calor residual dos digestores	52
2.2.3.3 Obtenção de biogás através de correntes residuais com material orgânico proveniente do abate/manejo de aves	55
2.2.3.4 Recuperação energética a partir do calor de compressão e/ou gases de descarga da caldeira	59
2.3 Estudo de viabilidade econômica	62

2.3.1 A importância da viabilidade econômica na implantação de sistemas de absorção	62
2.3.2 Ferramentas para análise de viabilidade econômica	63
2.3.2.1 Taxa Mínima de Atratividade (TMA)	63
2.3.2.2 Valor Presente Líquido (VPL)	64
2.3.2.3 Taxa Interna de Retorno (TIR)	65
2.3.2.4 <i>Payback</i> descontado	65
2.3.2.5 Análise pelo Custo/Benefício	66
2.3.2.6 Fluxo de caixa	66
2.3.2.7 Depreciação de bens	67
2.3.2.8 Passos para obtenção do Fluxo de Caixa	69
2.4 Retificação do agente refrigerante através de colunas de recheio	69
2.4.1 Transferência de massa	74
2.5 Propriedades da mistura água-amônia	77
2.5.1 Propriedades termodinâmicas	77
2.5.2 Propriedades de transporte	85
3 MODELAGEM TEÓRICA	88
3.1 Simulação termodinâmica do ciclo de simples estágio	89
3.2 Simulação termodinâmica do ciclo <i>GAX (Generator Absorber heat eXchange)</i>	113
3.3 Dimensionamento dos equipamentos trocadores de calor	121
3.3.1 Pré-dimensionamento dos trocadores de calor	121
3.3.2 Coeficientes de transferência de calor	125
3.3.2.1 Trocadores de calor evaporativos	126
3.3.2.2 Trocadores de calor casco e tubo	129
3.4 Dimensionamento da coluna de recheio para retificação do agente refrigerante	133
3.5 Integração do sistema com um abatedouro de aves	146
3.5.1 Utilização de água no abatedouro	147
3.5.2 Método para obtenção da capacidade de produção de biogás	147
3.6 Análise de viabilidade econômica	148
3.6.1 Estimativa de custos	148

3.6.2 Custos com manutenção	150
3.6.3 Construção do fluxo de caixa	150
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	153
4.1 Resultados referentes à simulação computacional	153
4.1.1 Validação dos modelos de simulação termodinâmica dos ciclos	153
4.1.2 Dados de entrada para simulação termodinâmica dos ciclos	155
4.1.3 Comparação de desempenho entre os ciclos e otimização	157
4.1.4 Resultados gráficos da simulação termodinâmica dos ciclos	159
4.1.5 Resultados referentes aos equipamentos trocadores de calor	172
4.1.6 Resultados referentes à coluna de destilação	174
4.2 Resultados referentes à integração do abatedouro com o sistema de absorção	179
4.2.1 Reaproveitamento do vapor de cocção (subprodutos sólidos)	180
4.2.2 Obtenção de biogás (águas residuais)	181
4.2.3 Fluxograma de reaproveitamento dos subprodutos	183
4.2.4 Proposta final de integração	184
4.3 Viabilidade econômica da implantação do sistema de refrigeração por absorção	187
4.3.1 Estudo de caso utilizando o programa de viabilidade econômica	187
4.3.2 Análise genérica do retorno do investimento	193
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	197
REFERÊNCIAS	200
ANEXOS	216

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Considerações iniciais e motivações

O desenvolvimento do ciclo de absorção água-amônia para refrigeração iniciou-se, de fato, há quase dois séculos. No entanto, a escolha desta tecnologia por parte dos projetistas de sistemas de refrigeração não era muito freqüente, provavelmente por algumas dificuldades referentes à operacionalidade e à complexidade comparado ao tradicional ciclo de compressão de vapor. Porém, com o encarecimento da energia elétrica e a possibilidade de um reaproveitamento energético, o que pode ser extremamente vantajoso em longo prazo, a refrigeração por absorção tem se tornado bastante atrativa e tem um alto potencial de sustentabilidade (PUNWANI *ET AL*, 2005).

Recentemente, com freqüentes crises de fornecimento e preços da oferta de energia elétrica, o ciclo de absorção tem sido mais estudado, desenvolvido e utilizado. Uma das aplicações mais freqüentes é o acoplamento deste ciclo com sistemas de geração térmica ou elétrica, aproveitando o calor de exaustão de turbinas ou caldeiras (KOURREMENOS *ET AL*, 1994; SAGHIRUDDIN E SIDDIQUI, 1996).

A refrigeração por absorção é particularmente atraente quando os aspectos sócio-ambientais possuem um peso importante na seleção do equipamento. Como ainda há muitas comunidades isoladas e propriedades rurais que não têm acesso à energia elétrica, os sistemas de absorção representariam a melhor alternativa para produção de frio nessas regiões. Além disso, neste tipo de ciclo de refrigeração, empregam-se fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental, como a amônia, que, em contraste com os refrigerantes tradicionais usados no sistema de compressão, não destroem a camada de ozônio. Além disso, a potência elétrica requerida para seu funcionamento, que é praticamente apenas pela bomba da solução, tem um valor desprezível quando comparado à potência frigorífica total da instalação com ciclo de absorção.

Em contraste com estas características, os sistemas de compressão de vapor usam, em sua maioria, fluidos que contribuem para o aquecimento global e a potência elétrica consumida representa entre 20 e 50 % da capacidade de refrigeração. Embora sistemas por compressão de vapor sejam a vasta maioria da capacidade instalada de refrigeração, os sistemas de absorção são se destacam quando há disponibilidade de alguma fonte de calor, por exemplo, uma quantidade razoável de gás natural (BENITO *ET AL*, 2007).

A principal característica do ciclo de absorção de amônia é que o salto de pressão do fluido de trabalho é efetuado por uma bomba centrífuga que envia uma corrente de solução água-amônia para o circuito de alta pressão do sistema de refrigeração. No ciclo de compressão a vapor, este serviço é feito pelo compressor, que comprime o refrigerante evaporado no evaporador, necessitando de maior trabalho mecânico, por ser um gás compressível, do que o trabalho mecânico da bomba. Assim a principal fonte de energia no ciclo de absorção é a energia térmica necessária para o gerador de amônia, que separa a amônia da solução aquosa pressurizada (STOECKER, 1970).

A tecnologia dos ciclos de absorção também tem evoluído no sentido de aumentar o coeficiente de desempenho (*COP*) (HASABNIS E BHAGWAT, 2007). Novos rearranjos do ciclo e novas alternativas de misturas e aplicações têm sido também propostos e investigados com o propósito de melhoria de seu desempenho.

Os sistemas de absorção passaram por muitos altos e baixos. Apesar de ter sido predecessor do sistema de compressão de vapor no Século XIX, os sistemas água-amônia tinham grande aplicação em refrigeradores domésticos e grandes instalações industriais, como indústrias químicas e de processos. O sistema LiBr-água foi comercializado nos anos 40 e 50 como resfriadores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Eles eram energizados por vapor ou água quente gerados em caldeiras a óleo e gás natural. Nos anos 70, a substituição de combustão direta de óleo e gás natural afetou a aplicação de unidades de absorção, mas ao mesmo tempo abriu outras oportunidades, como a utilização de calor derivado de coletores solares para energizar unidades de absorção.

Também em função do aumento crescente do custo da energia, o calor de baixo nível de temperatura, que era anteriormente rejeitado para a atmosfera em instalações químicas e de

processo, pode ter sua energia térmica recuperada por outro processo ou até ser usado, dependendo do seu nível de oferta energética, em um sistema de refrigeração por absorção que fornecerá refrigeração necessária em algum outro ponto da mesma fábrica. A combinação de sistemas de absorção com sistemas de compressão de vapor também é uma outra aplicação de unidades de absorção que permanece atrativa (SHAPIRO E MORAN, 1996) e pode ser explorada em futuros trabalhos.

Apesar de muita pesquisa e divulgação bibliográfica em ciclos de absorção, há poucos fabricantes de sistemas industriais no mundo e apenas um sistema instalado em um abatedouro de aves no Brasil. No entanto, o potencial atual de aplicação de sistemas de absorção é imenso, principalmente na cadeia produtiva de produtos alimentícios de origem animal.

Assim, esse projeto apresenta um estudo técnico abrangente da tecnologia de ciclos de absorção para refrigeração, em paralelo com um estudo de recuperação energética em um abatedouro de aves, no intuito de se aproveitar, direta ou indiretamente, fontes energéticas potenciais provenientes de processos no próprio ambiente industrial do abatedouro.

A relevância desse projeto figura em diversas áreas por possuir um bom potencial em se tratando de formas de se recuperar energia. A utilização, pesquisa e desenvolvimento de sistemas de refrigeração por absorção pode fornecer possíveis impactos positivos de diversas formas: **Impactos científicos** (estudo de processos de transferência de calor e massa da mistura água-amônia, utilização de modelos e correlações teóricas); **Impactos tecnológicos** (aplicações do sistema de refrigeração por absorção em escala industrial, possibilidade de cogeração e utilização de frio e calor em um mesmo ambiente industrial); **Impactos sociais e econômicos** (Possibilidade de redução do preço de venda ao consumidor de congelados devido à redução do custo de produção, expansão de postos de empregos devido ao aumento de competitividade da indústria de nacional no mercado externo); **Impactos ambientais** (redução do consumo de energia elétrica, elevado índice de renovabilidade e sustentabilidade do ambiente industrial).

## 1.2 Objetivos

Assim, a proposta desse trabalho é analisar a troca, inicialmente parcial, ou até mesmo, implantação em um novo projeto, de sistemas de refrigeração por compressão por sistemas de refrigeração por absorção em ambientes industriais com larga oferta e demanda energética e possibilidades de recuperação de energia térmica, como os abatedouros, em especial os de aves, que formam um campo bastante propício e complementa a proposta do sistema de absorção, o que torna o trabalho ainda mais interessante.

Dessa forma, busca-se, de uma forma abrangente, através da pesquisa e da simulação computacional, fornecer o máximo de informações que auxiliem no projeto de um sistema de refrigeração por absorção, além de analisar como ele pode se tornar mais interessante nos abatedouros, tendo como justificativa a recuperação energética no mesmo que viabilizaria a implantação do sistema.

## **2 REVISÃO DA LITERATURA**

Esse capítulo apresenta os conceitos básicos necessários ao entendimento dos processos estudados, já que este aborda uma análise bastante abrangente do tema proposto. Os conceitos básicos do sistema de refrigeração por absorção são discutidos no item 2.1.

O item 2.2 é a base conceitual e serve como justificativa para esse trabalho. Explicitam-se resultados de uma pesquisa acerca de alternativas para recuperação energética dentro do abatedouro que, além significarem potenciais formas de se tornar a indústria mais sustentável e econômica, inter-relacionam diretamente com a possibilidade de integração com o sistema de refrigeração por absorção.

No item 2.3, apresenta-se uma revisão sobre o estudo de viabilidade econômica, como sua importância no presente estudo e descrição de todas ferramentas de cálculo financeiro utilizadas.

Os conceitos de transferência de massa relativos ao processo de retificação em colunas de recheio são discorridos no item 2.4 e, finalmente, as propriedades termodinâmicas tendo como fundamento básico a função de Gibbs e as propriedades de transporte da mistura água-amônia são relacionadas no item 2.5.

### **2.1 Sistemas de refrigeração por absorção utilizando a mistura água-amônia**

#### **2.1.1 Breve revisão histórica**

Ao final do século XVIII, o químico inglês Boyle e o físico alemão Guericke conseguiram determinar que a água a baixa pressão evapora também a baixa temperatura. Na época, os vapores de água eram eliminados pela absorção com ácido sulfúrico. Assim, o inglês Leslie construiu a primeira máquina para fabricar gelo (PRATTS, 2002).

Mas foi a partir de 1820 que a refrigeração por absorção teve seu grande desenvolvimento com os trabalhos de Ferdinand E. Carré, que inventou, de fato, e patenteou a máquina de absorção, utilizando-a na fabricação de gelo no sul dos EUA durante a guerra civil americana. E então as máquinas desenvolvidas por Carré e seus irmãos foram fabricadas em grande número na França, Inglaterra e Alemanha (STEPHAN, 1983).

A idéia da refrigeração química foi formulada em 1824 por Faraday, que sugeriu o desenvolvimento de uma unidade de refrigeração em que uma reação entre os vapores de amônia e sais de prata foi usada para obter a vaporização da amônia líquida. A partir de então, diversos pares de substâncias foram testados para obtenção de uma maior eficiência térmica (PRATTS, 1997).

Porém, a partir de 1880, a partir de estudos de Carl V. Linde, as máquinas de absorção começaram a ser substituídas por sistemas de refrigeração à compressão mecânica. Vários fatores foram responsáveis por esse fato, dentre eles o constante abaixamento do custo da energia elétrica e possibilidade de utilização de mais energia térmica para processos industriais.

No entanto, de 1920 a 1940, o sistema de absorção passou a ser estudado a fundo por Altenkirch (ABREU, 1999). Com um excelente conhecimento em termodinâmica de misturas e segunda lei, ele analisou minuciosamente o processo, estabelecendo importantes parâmetros exergéticos a fim de tornar o processo o mais próximo possível do reversível. Altenkirch propôs o refluxo de solução no gerador e no absorvedor, o uso do calor de retificação, os sistemas de múltiplos estágios e o uso de um gás inerte sempre no intuito de minimizar as irreversibilidades devido à transferência de calor. Na mesma época, merecem serem citados os pesquisadores Merkel e Bosnjakovic, responsáveis pelo diagrama de entalpia versus concentração (ZUKOWSKI, 1999).

Por volta de 1930, fora desenvolvido na Suécia o refrigerador Eletrolux de uso doméstico. Esse foi comercializado em muitos países até os anos 50, quando novamente entraram em choque com a maior viabilidade econômica e técnica dos refrigeradores por compressão mecânica.

Nos EUA, se destacaram o desenvolvimento dos sistemas de ar condicionado por absorção. Eles utilizavam, a princípio, o par água-cloreto de lítio e mais tarde água-brometo de lítio.

Empresas como a Carrier e a Servel durante os anos 40 fabricaram sistemas com essa tecnologia (SILVA, 1994).

Atualmente, com estudos de conscientização sobre a futura escassez da energia e também o aumento intenso do seu custo, o interesse pela antiga tecnologia de absorção retorna vigorosamente trazendo consigo o levantamento de novos conceitos de cogeração para diversas aplicações. Essa tecnologia tem se tornado bastante atrativa, principalmente em processos industriais, por utilizar uma fonte de energia térmica relativamente de baixa temperatura possibilitando o aproveitamento de rejeitos térmicos potenciais.

### **2.1.2 Conceitos básicos do sistema de refrigeração por absorção**

A tecnologia por absorção utiliza fundamentalmente energia térmica e relativamente pouca energia elétrica (praticamente desprezível quando comparado ao sistema por compressão) para geração do frio.

Nos sistemas de refrigeração por absorção, a elevação da pressão do vapor oriundo do evaporador e destinado ao condensador é realizada com o auxílio do fenômeno da absorção, devido ao qual o fluido refrigerante absorvido por um absorvente transforma-se em uma mistura na fase líquida.

Isso se deve ao fato de alguns fluidos refrigerantes terem grande afinidade química com absorventes, com os quais se misturam formando uma solução na fase líquida. Existem vários pares de refrigerante e absorvente, sendo os mais usados a amônia e água, água e brometo de lítio. Neste trabalho, o fluido refrigerante utilizado é a amônia e o absorvente a água.

Após a absorção do fluido refrigerante, a solução formada pode ter sua pressão elevada com baixo consumo de energia por causa do alto volume específico dos líquidos. Posteriormente, no caso da solução de água e amônia, o vapor é purificado, por meio de destilação, e a solução restante, pobre em fluido refrigerante, é restituída ao absorvedor.

O ciclo de absorção básico é mostrado na Figura 2.1.1. O condensador e evaporador são mostrados na Figura 2.1.2 e a operação de aumento de pressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda.

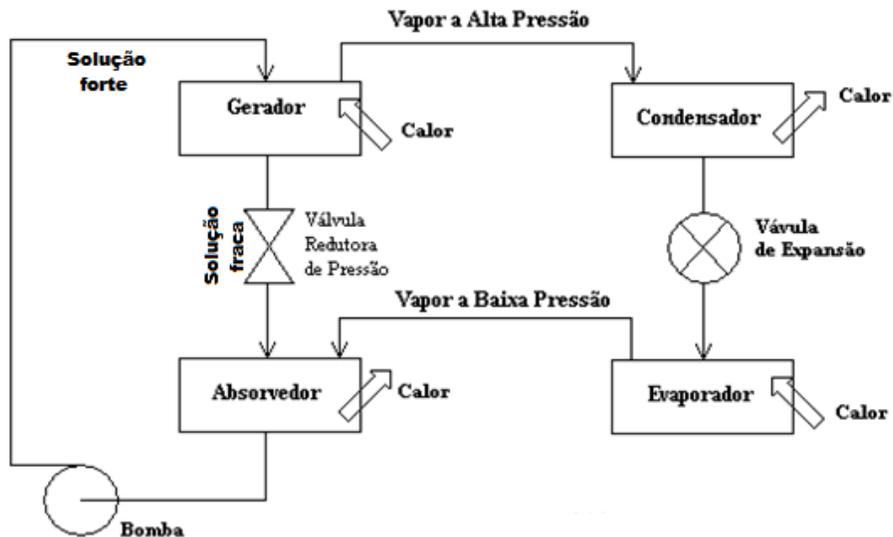


Figura 2.1.1: Esquema de funcionamento ciclo de absorção

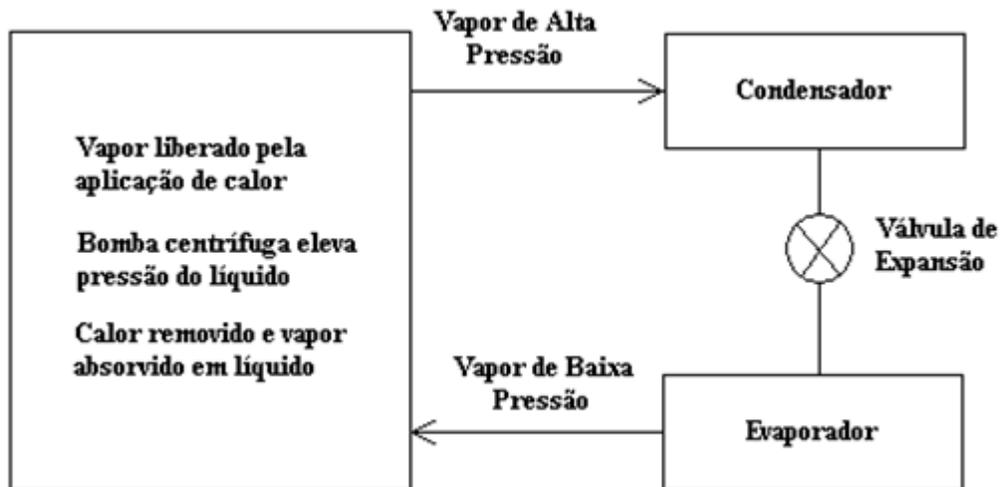


Figura 2.1.2: Ciclo de absorção conceitual básico

No evaporador há vapor de amônia a baixa pressão. Esse é absorvido pela água líquida quando chega absorvedor. Como esse processo é um processo exotérmico, utiliza-se um circuito

de arrefecimento (normalmente água) pelo absorvedor para manter baixa a temperatura da solução, pois o efeito da absorção é favorecido em menor temperatura. A solução que deixa o absorvedor é dita “rica”, pois contém uma maior quantidade de refrigerante (amônia), comparado à concentração da solução que volta do gerador (dita “pobre”).

Uma bomba eleva a pressão da solução rica e faz com que esta entre no gerador. Nesse, ocorre a adição de calor (através de uma fonte térmica), extraindo, assim, a maior parte da amônia do vapor que deixa o gerador em elevadas temperatura e pressão. Ao fim desse processo, se obtêm dois produtos: i) solução água-amônia pobre e ii) vapor da amônia.

- i) A solução líquida (com baixa concentração de refrigerante) retorna ao absorvedor e passa por uma válvula redutora de pressão. O objetivo da presença desta válvula é manter a diferença de pressão entre o absorvedor e o gerador.
- ii) Já o vapor de amônia tem o mesmo caminho do vapor nos sistemas de compressão; é resfriado e condensado no condensador. Esse refrigerante, então, vai para o evaporador através de uma válvula de expansão. No evaporador ocorre a passagem do fluido que será resfriado. Este fluido fornecerá calor ao refrigerante, que evaporará (estando em baixa pressão), voltando a ser absorvido pela água líquida no absorvedor, fechando o ciclo.

Assim, o sistema básico didático, que utiliza a tecnologia de absorção, é composto resumidamente pelos componentes mostrados na Tabela 2.1.1. Os ciclos reais de absorção apresentam diversas modificações em relação ao ciclo básico apresentado, sempre com o intuito de se aumentar a eficiência do ciclo. Tem-se na Figura 2.1.3 a inserção de um trocador de calor entre o gerador e o absorvedor que permite o pré-aquecimento da solução rica e, portanto, necessita-se de menos energia térmica no gerador.

Tabela 2.1.1: Componentes básicos do ciclo de absorção

Equipamento	Descrição básica
Absorvedor	Recebe vapor de amônia a baixa pressão, o qual é absorvido pela solução líquida
Bomba	Eleva a pressão da solução rica até a entrada no gerador
Gerador	Recebe calor de uma fonte externa, onde há separação de grande parte da amônia na fase de vapor
Válvula redutora de pressão	Abaixa pressão da solução pobre para entrada no absorvedor
Condensador	Condensa vapor de amônia a alta pressão
Válvula de expansão	Abaixa pressão e controla o fluxo do refrigerante para entrada no evaporador
Evaporador	Gera vapor de amônia a baixa pressão, retirando calor do ambiente

Um segundo item adicionado é um retificador entre o gerador e o condensador. Esse equipamento remove grande parte da água presente no refrigerante, eliminando a possibilidade de formação de gelo na válvula de expansão ou no evaporador. (SHAPIRO E MORAN, 1996).

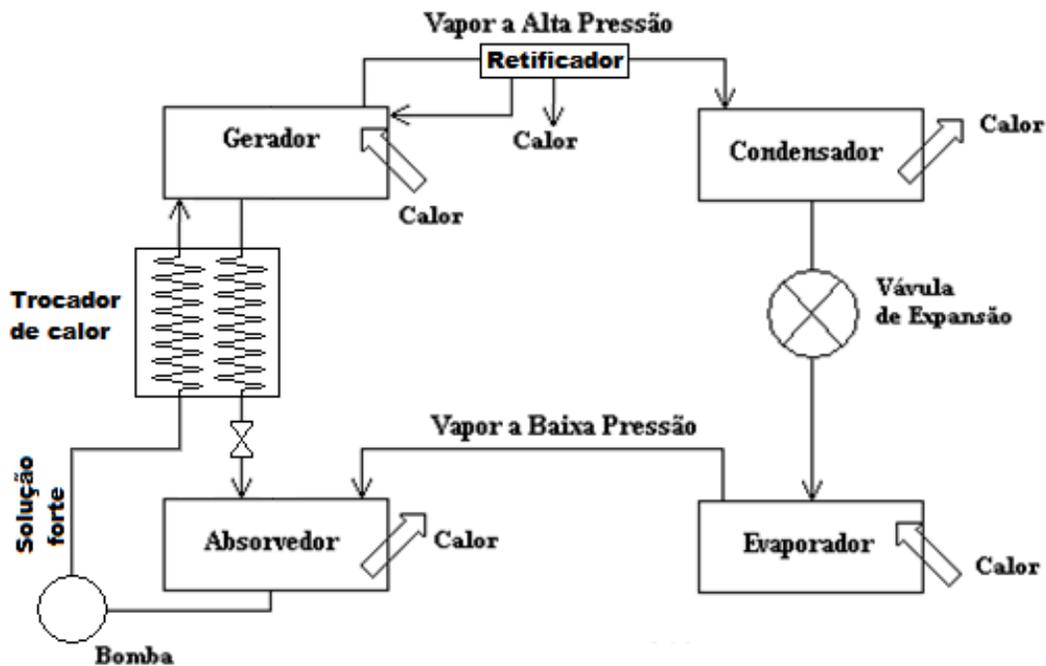


Figura 2.1.3: Ciclo de refrigeração por absorção com trocadores de calor

Um outro ciclo está representado na Figura 2.1.4, que é basicamente o ciclo anterior, no entanto, possui uma linha de arrefecimento integrada com três equipamentos que perdem calor. No retificador, o vapor de amônia é resfriado e a maior parte da água presente no refrigerante reflui para o gerador, acompanhada de uma pequena parcela de amônia. A torre de arrefecimento recebe a água que retirou calor no condensador e no retificador. Essa linha, depois de passar na torre, segue para o absorvedor, onde também há retirada de calor, se dividindo depois para o retificador e condensador, fechando o ciclo de arrefecimento.

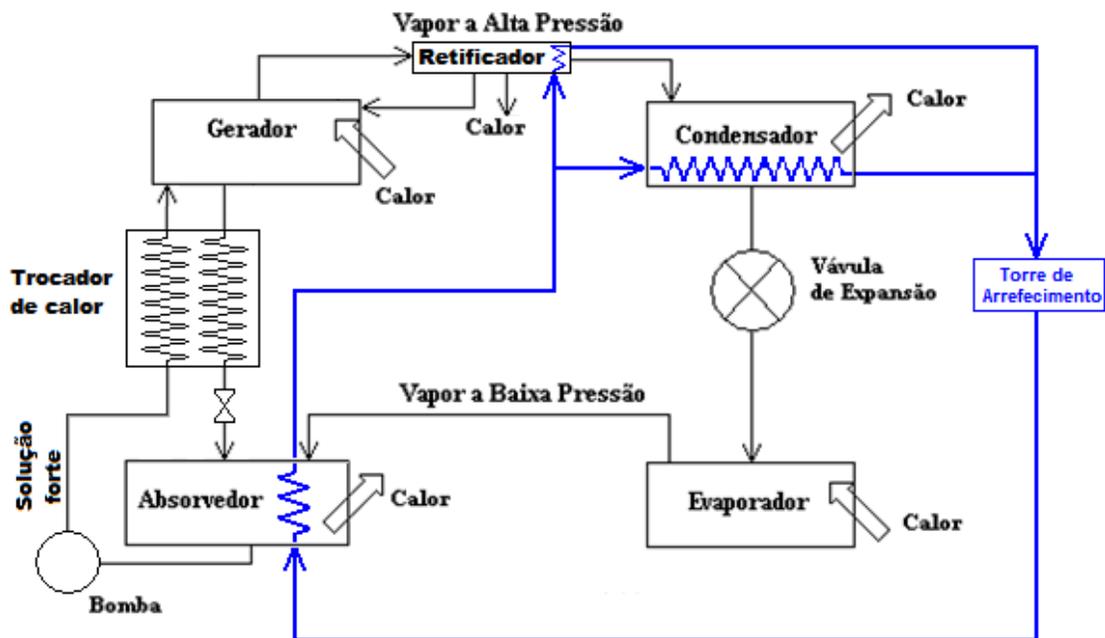


Figura 2.1.4: Ciclo de absorção com retificador

Outra alteração, representada na Figura 2.1.5, por meio da inserção de um trocador de calor, faz o pré-resfriamento do refrigerante que sai do condensador com a própria linha antes de entrar no absorvedor. A temperatura no absorvedor estaria, portanto, um pouco mais alta que o normal, resultando em uma menor quantidade de amônia absorvida na água. Entretanto, essa maior temperatura de trabalho no absorvedor teria um efeito mais vantajoso, pois esse calor seria melhor aproveitado no gerador (HEROLD ET AL, 1996). Além disso, o efeito térmico do evaporador seria aumentado, fazendo com que o efeito líquido no desempenho do ciclo fosse positivo.

Além disso, pode-se também fazer a corrente de solução rica bombeada passar no retificador e, sendo aquecida, passar pelo outro trocador de calor (com a corrente de solução pobre que volta do gerador), recebendo outro incremento de temperatura (HEROLD *ET AL*, 1996).

Percebe-se, portanto, que uma ótima forma de se aumentar a eficiência do ciclo é que a solução rica entre com a maior temperatura possível no gerador, economizando, então, energia no processo de geração do vapor de refrigerante concentrado.

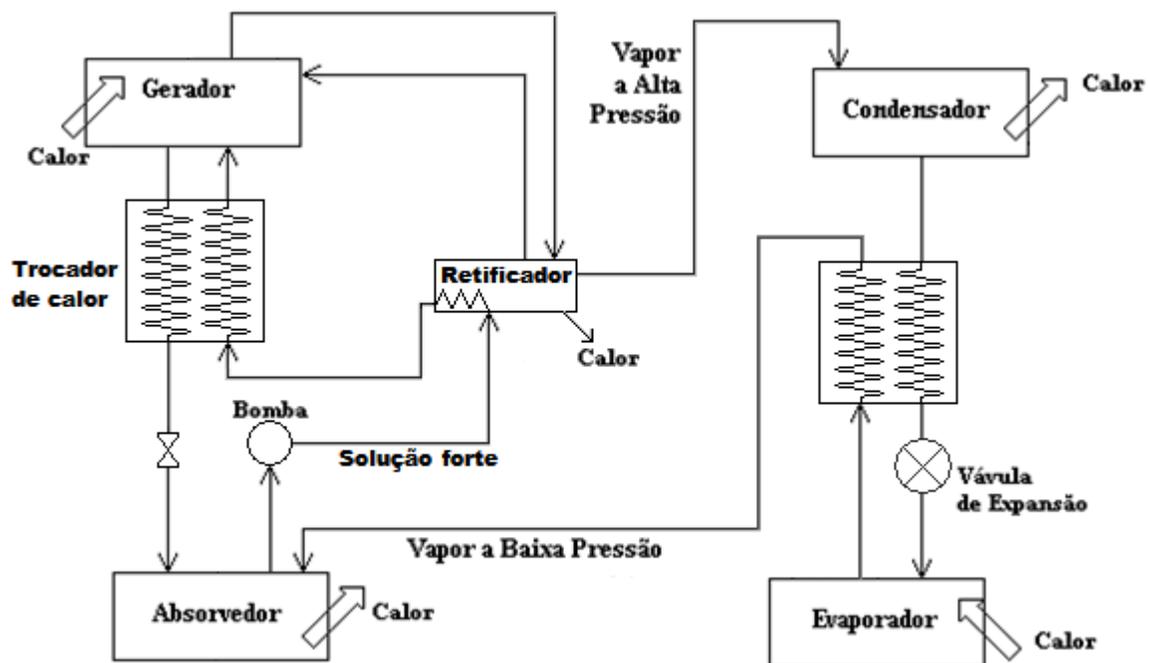


Figura 2.1.5: Ciclo de refrigeração por absorção simples estágio com trocadores de calor

O *Handbook Fundamentals* da ASHRAE (2001) apresenta os dados de uma simulação de um ciclo típico de absorção água-amônia, mostrado na Figura 2.1.6. Na Tabela 2.1.2, verificam-se as suposições consideradas e na Tabela 2.1.3, os estados obtidos para cada ponto no ciclo.

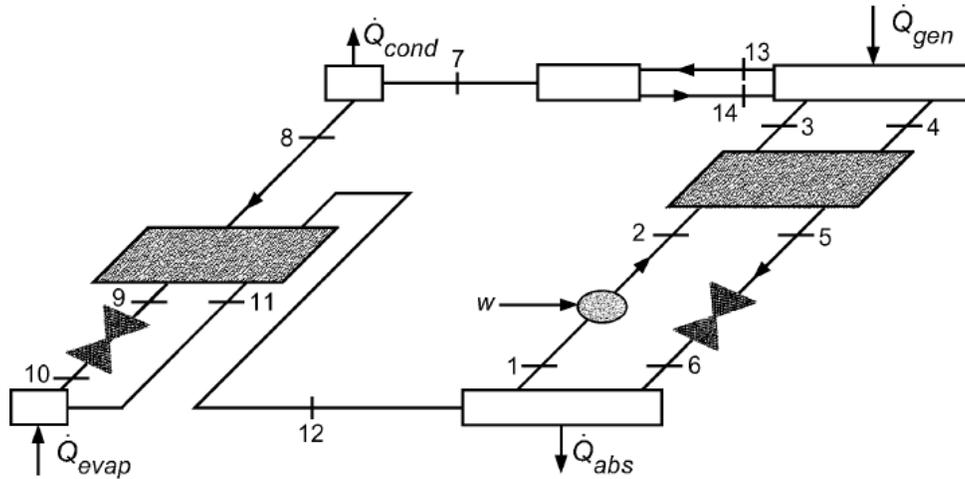


Figura 2.1.6: Ciclo simulado pela ASHRAE (Handbook of ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)

Tabela 2.1.2: Dados de entrada e hipóteses consideradas no exemplo da ASHRAE (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)

<b>Dados de Entrada</b>		
Capacidade	$Q_{evap}$	1760 kW
Pressão Alta	$P_{high}$	1461 kPa
Pressão Baixa	$P_{low}$	515 kPa
Temperatura de saída do absorvedor	$t_1$	40,6 °C
Temperatura de saída do gerador	$t_4$	95 °C
Temperatura do vapor na saída do retificador	$t_7$	55 °C
Efetividade do trocador de calor de solução	$\epsilon_{shx}$	0,692
Efetividade do trocador de calor de refrigerante	$\epsilon_{rhx}$	0,629
<b>Suposições</b>		
Regime Permanente; Sem perdas de carga; Estado de líquido saturado nos pontos 1, 4, 8, 11 e 14; Estado de vapor saturado nos pontos 12 e 13; Bomba isentrópica; Sem perdas de calor para o ambiente; O vapor que deixa o gerador está na temperatura de equilíbrio da solução à entrada.		

Tabela 2.1.3: Resultados da simulação da ASHRAE (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2001)

Ponto	$h$ (kJ/kg)	$M$ (kg/s)	$P$ (kPa)	$Q$	$T$ (°C)	$x$ (fração de $NH_3$ )
1	-57,2	10,65	515	0	40,56	0,50094
2	-56	10,65	1461		40,84	0,50094
3	89,6	10,65	1461		78,21	0,50094
4	195,1	9,09	1461	0	95	0,41612
5	24,6	9,09	1461		57,52	0,41612
6	24,6	9,09	515	0,006	55,55	0,41612
7	1349	1,55	1461	1	55	0,99809
8	178,3	1,55	1461	0	37,82	0,99809
9	82,1	1,55	1461		17,0	0,99809
10	82,1	1,55	515	0,049	5,06	0,99809
11	1216	1,55	515	0,953	6,00	0,99809
12	1313	1,55	515	1	30,57	0,99809
13	1429	1,59	1461	1	79,15	0,99809
14	120,4	0,04	1461	0	79,15	0,50094
$COP = 0,571$ $\Delta T_{rhx} = 7,24 K$ $\Delta T_{shx} = 16,68 K$ $Q_{abs} = 2869 kW$ $Q_{cond} = 1862,2 kW$ $Q_{gen} = 3083 kW$ $Q_{rhx} = 149 kW$ $Q_r = 170 kW$ $Q_{shw} = 1550 kW$ $W = 12,4 kW$						

Todos os exemplos acima citados são chamados sistemas de simples estágio (e simples efeito). Porém, efeito não deve ser confundido com estágio. A literatura diferencia estágio de efeito (HEROLD ET AL, 1996). O termo “efeito” refere-se ao coeficiente de desempenho ideal, ou seja, a quantidade de processos. O termo “estágio” se refere à quantidade de absorvedores no sistema. Por exemplo, um ciclo com um evaporador e dois absorvedores, possuindo então dois ciclos com a solução, é um ciclo de duplo estágio (KANG E KASHIWAGI, 2000).

O termo duplo efeito refere-se à configuração na qual uma certa quantidade de calor é utilizada e produz vapor refrigerante duas vezes. É um caso especial de um sistema de dois estágios. Em geral, sistemas de dois estágios podem ser imaginados como sendo constituídos de dois sistemas de simples estágio.

Existem 26 diferentes tipos de configuração para sistemas de dois estágios, porém somente alguns deles foram avaliados quanto ao desempenho (HEROLD *ET AL*, 1996). A Figura 2.1.7 mostra um exemplo de um sistema de dois estágios e duplo efeito utilizando a água-amônia.

Este sistema possui dois níveis de pressão e também dois níveis significativos de temperatura. Nesse caso, a fonte de calor para o gerador 1 provém do calor de absorção no absorvedor 2 e, geralmente, o retificador 2, do estágio de alta temperatura, é subdividido em dois retificadores que operam com níveis de temperatura diferentes e também contribui como parte da fonte de calor do gerador de baixa temperatura (FONSECA *ET AL*, 2007). No entanto, a concretização dessa descrição, na prática, é uma tarefa bastante difícil, haja vista, que, necessariamente, o absorvedor 2 tem que estar a um maior nível térmico do que o gerador 1.

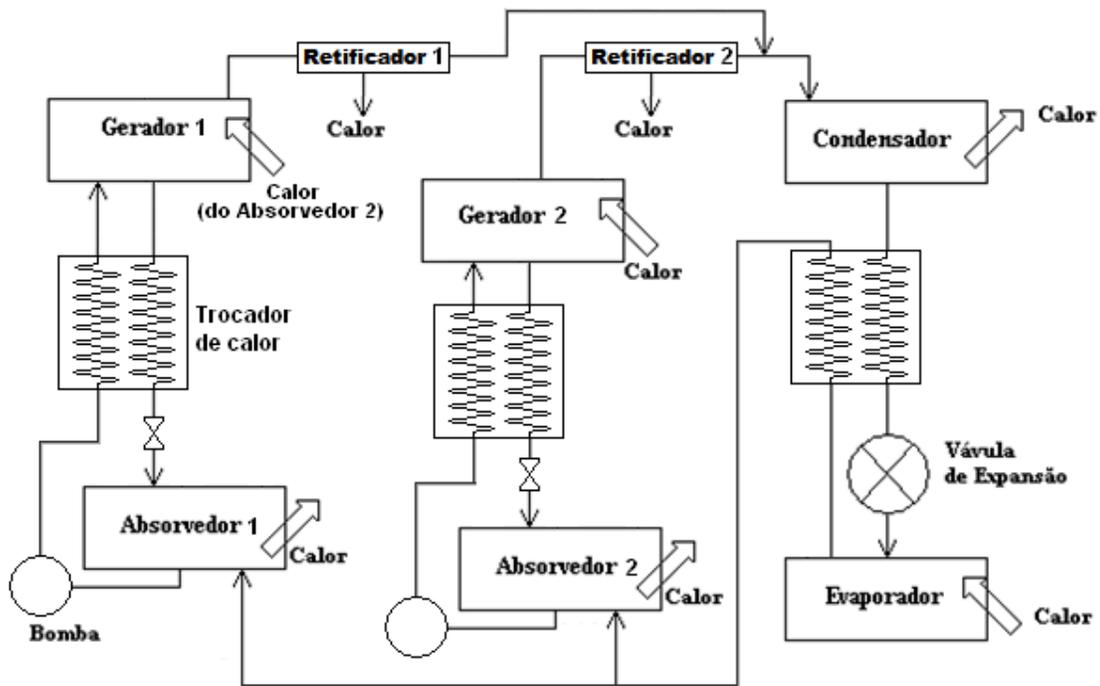


Figura 2.1.7: Sistema de duplo efeito água-amônia

Um exemplo de um sistema de refrigeração por absorção que usa vapor gerado por uma caldeira como fonte de calor no gerador é visto na Figura 2.1.8. Atualmente desativado, foi instalado em 1993 no Hospital das Clínicas da Unicamp para produção de gelo em escamas. Sua capacidade nominal de refrigeração era de 24 kW e temperatura de evaporação -10 °C (PRATTS, 2002).

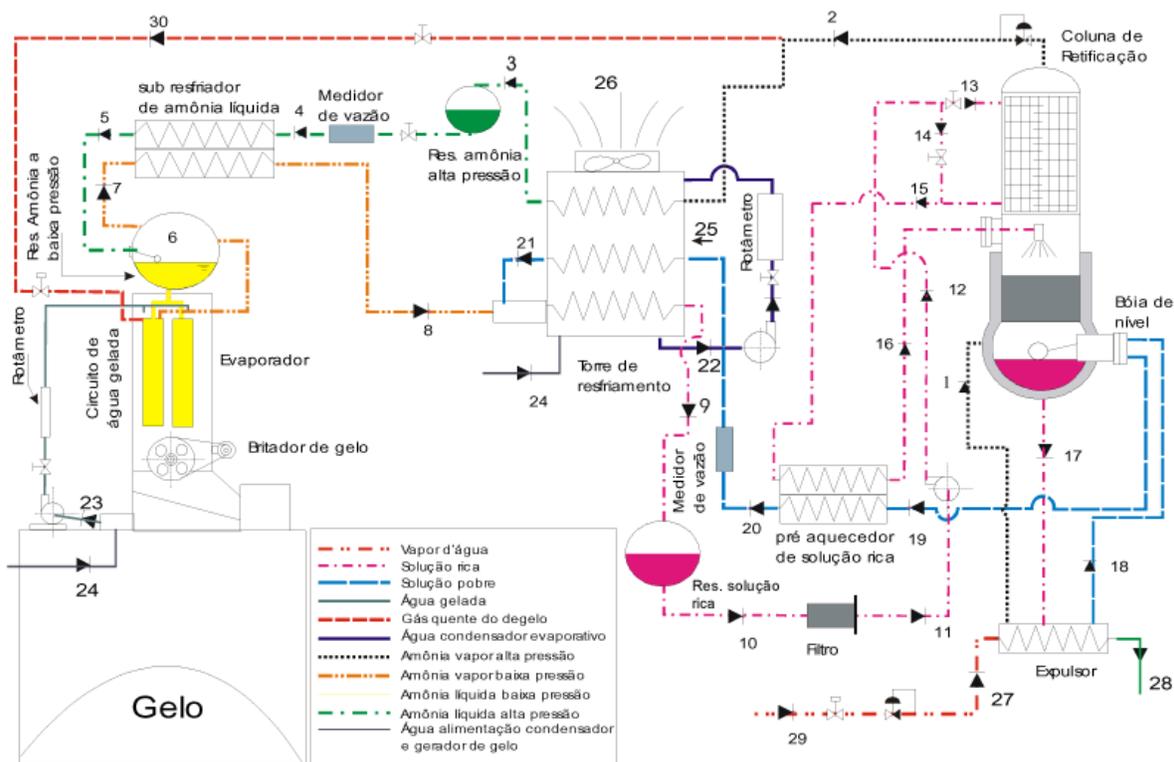


Figura 2.1.8: Esquema do sistema de refrigeração por absorção (HC - Unicamp) (PRATTS, 2002)

Com eventuais crises energéticas, vem sendo generalizado o conceito de que o uso adequado da energia requer que as diferentes demandas sejam supridas com fontes energéticas de qualidade compatível.

Estudos realizados na Universidade do Arizona nos EUA mostram que 30% das necessidades de incremento na produção de energia elétrica por ano, a nível mundial, poderiam ser evitadas com a adoção de tecnologias de uso final mais eficientes, evitando a implantação de mais usinas geradoras de eletricidade, permitindo grandes economias e, conseqüentemente, diminuindo a ação devastadora sobre o meio (PRATTS, 1997).

É muito comum em ambientes industriais o desperdício de energia em forma de calor em correntes quentes de ar e água ou exaustão de gases. Geralmente, não há um lugar óbvio para se aproveitar essa energia e, por isso, muitas vezes ela é descartada. No entanto, uma das maneiras que permite seu reaproveitamento é o acoplamento com sistemas de refrigeração por absorção. Entretanto, essa integração não é tão simples. Deve existir um dimensionamento da quantidade de calor necessária para que a solução atinja uma temperatura suficiente e que o resultado, em termos de redução de temperatura, seja adequado aos requisitos de um determinado ambiente industrial (PUNWANI *ET AL*, 2005).

A refrigeração por absorção é uma tecnologia que utiliza fundamentalmente calor e pouca energia elétrica. As fontes de energia térmica são muito diversas. Além da queima direta de gás, óleo ou biomassa, pode-se usar calor de vapor de caldeira, energia solar ou correntes residuais de fluidos quentes (ZUKOWSKI, 1999).

No Brasil, são inúmeras as comunidades isoladas cujos resultados de suas atividades primárias seriam bem melhor aproveitados se a produção fosse conservada por ambientes refrigerados. Nessas regiões, geralmente, a média de temperatura ambiente é alta o ano todo e há grandes variações de umidade relativa. E muitas vezes a energia elétrica apenas é conseguida por um alto consumo de combustível pelos geradores.

Nesses locais, a utilização dos sistemas de refrigeração por absorção poderia ser muito mais interessante do que a refrigeração por compressão. No caso de comunidades que vivem do extrativismo vegetal e/ou pesca, a queima de biomassa pode ser usada para conservação dos peixes permitindo à comunidade um melhor planejamento de sustento ou maior competitividade pra lidar com consumidores urbanos. A Tabela 2.1.4 apresenta o potencial de aplicação da refrigeração por absorção desta tecnologia no mercado brasileiro.

Tabela 2.1.4: Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia (CORTEZ ET. AL, 1994).

SETOR DA ECONOMIA	ATIVIDADE	PROCESSO	FONTES DE CALOR DISPONÍVEIS
<b>Primário</b>	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produtos; Estocagem refrigerada	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
<b>Secundário</b>	Usinas de açúcar e álcool; Indústrias de papel e celulose; Indústrias têxtil, química e petroquímica; Indústrias de alimentos; Laticínios, <b>abatedouros</b> , indústrias de bebidas e pescado	Resfriamento de dornas de fermentação; <b>Resfriamento, congelamento e estocagem de produtos;</b> Resfriamento de fluxos; <b>Condicionamento de ar e câmaras frigoríficas</b>	<b>Aproveitamento das fontes usuais de energia via cogeração;</b> Gás natural; Lenha; Resíduos agro-industriais (bagaço, palha de cana, etc); Calor de processo
<b>Terciário</b>	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais, shoppings, transportes	Câmaras frigoríficas; Ar condicionado; Produção de gelo; Água fria	Lenha; Gás natural; Gases de exaustão de motores, caldeiras, aquecedores, etc

Assim, quanto mais se caminha para a idéia de sustentabilidade, sendo por razões estratégicas, mais se dá o reconhecimento de que não se pode desperdiçar recursos e, se possível, deve-se utilizar diversos meios de reaproveitamento no intuito de evitar o desperdício energético. Um exemplo disso, e que está interligada com o presente trabalho é a refrigeração a partir de fontes de calor de baixo potencial tais como correntes residuais presentes no mesmo ambiente industrial, conforme discutido.

### 2.1.3 A amônia como agente refrigerante

Os sistemas de refrigeração atualmente utilizados em larga escala em diversos setores econômicos fundamentam-se na capacidade das substâncias denominadas agentes refrigerantes

absorverem grande quantidade de calor quando passam do estado líquido para o gasoso em baixa pressão.

No caso do sistema de absorção, deve-se haver um esforço em termos técnicos para que o refrigerante fique o mais puro possível, garantindo ideal funcionamento do ciclo. Por isso a aplicação das colunas de destilação, no intuito de se gerar o vapor refrigerante, no caso a amônia, com a mínima fração de água.

Segundo Elonka e Minich (1978), as características desejáveis para um agente refrigerante são:

- Ser volátil ou capaz de se evaporar;
- Apresentar calor latente de vaporização elevado (para que o resultado desejado seja obtido com um mínimo de refrigerante em circulação);
- Requerer o mínimo de potência para sua compressão à pressão de condensação;
- Apresentar temperatura crítica bem acima da temperatura de condensação;
- Produzir o máximo possível de refrigeração para um dado volume de vapor;
- Ser estável, sem tendência a se decompor nas condições de funcionamento;
- Não apresentar efeito prejudicial sobre metais, lubrificantes e outros materiais utilizados nos demais componentes do sistema;
- Não ser combustível ou explosivo nas condições normais de funcionamento;
- Possibilitar que vazamentos sejam detectáveis por verificação simples;
- Ser inofensivo às pessoas;
- Ter um odor que revele a sua presença;
- Ter um custo razoável;
- Existir em abundância para seu emprego comercial.

O único refrigerante genuinamente natural, a amônia (R717) vem gradualmente conquistando diversos nichos de mercado. Apesar de sua toxicidade, quando respeitadas as normas de segurança, não há grandes riscos. Além disso, no caso dos sistemas de absorção, os riscos diminuem como consequência das baixas concentrações da amônia no fluido de trabalho em alguns equipamentos, principalmente absorvedor, gerador e bomba. Entretanto, vale lembrar que,

mesmo tendo menor concentração em amônia, o ponto crítico do sistema (em termos de pressão) se dá na bomba e, por isso, essa deve ser dimensionada das especificações legais para que a segurança seja garantida, além de operar hermeticamente.

A amônia atende à quase totalidade dos requisitos citados acima, com ressalvas apenas para sua alta toxicidade e por tornar-se explosiva em concentrações de 15 a 30 % em volume (VILELA E ALVES, 2004). Ademais, apresenta vantagens adicionais, como o fato de ser o único agente refrigerante natural ecologicamente correto, por não destruir a camada de ozônio tampouco agravar o efeito estufa.

A amônia se apresenta como gás à temperatura e pressão ambientes. Liquefaz-se sob pressão atmosférica a  $-33,35\text{ }^{\circ}\text{C}$ . É altamente higroscópica e a reação com a água forma  $\text{NH}_4\text{OH}$ , hidróxido de amônia, líquido na temperatura ambiente, que possui as mesmas propriedades químicas da soda cáustica. É estável quando armazenada e utilizada em condições normais de estocagem e manuseio. Acima de  $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pode se decompor, liberando nitrogênio e hidrogênio. É facilmente detectada a partir de pequeníssimas concentrações ( $5\text{ ppm}$ ) no ar pelo seu cheiro (VILELA E ALVES, 2004).

O Brasil carece de normas legais e técnicas específicas para sistemas de refrigeração. Destacam-se as Normas Regulamentadoras do Ministério do Trabalho e Emprego, especialmente a NR-13 – Caldeiras e Vasos de Pressão e a norma da ABNT “Vasos de pressão para refrigeração”, 1996 (VILELA E ALVES, 2004). De acordo com Stoecker e Jabardo (1994), as principais normas internacionais são:

- ANSI/ASHRAE 15-1978: Esta norma especifica os locais onde os distintos grupos de refrigerantes podem ser aplicados. Restringe a presença de chama em salas de máquinas, se ocupa do ambiente industrial e estabelece limites nas quantidades dos distintos refrigerantes presentes em diversas áreas de trabalho, se concentra em reservatórios e tubulações, determinando os limites de pressão de operação e descreve as aplicações dos dispositivos limitadores de pressão, além de cobrir toda uma gama de aspectos relacionados a técnicas de instalação.
- ANSI/IIAR 2-1984: Preparada especificamente para sistemas de amônia. Uma das recomendações desta norma é a de que a amônia se apresente com 99,95 % de

concentração. Ela também recomenda que placas de identificação sejam afixadas nos principais componentes, contendo informações como fabricante, ano de fabricação, número do modelo, além da pressão nominal. O objetivo destas placas é o de atestar que o equipamento foi ensaiado quanto à sua segurança e aplicação adequada. A norma específica, ainda, dois níveis de pressão de projeto: alto e baixo.

Assim, diversos inconvenientes podem ser evitados se forem observadas algumas condições, como um projeto apropriado, orientado por normas e códigos de engenharia, manutenções preditivas e preventivas eficazes, operações adequadas e planejadas. Quanto às instalações, os sistemas usuários de amônia devem estar em edifícios separados (casa de máquinas), sendo o ambiente amplo e ventilado, com saídas de emergência. Os equipamentos devem ser identificados e monitorados, passando por fiscalizações periódicas, e se, possível, com maior automatização possível, evitando a permanência de operadores no local. De qualquer forma, todos devem estar devidamente equipados com os EPI's adequados (VILELA E ALVES, 2004).

#### **2.1.4 A mistura água-amônia e a amônia como agente refrigerante**

Para se estudar e avaliar determinado ciclo, é de grande importância a avaliação de propriedades do fluido de trabalho. No ciclo de absorção, os pares mais utilizados são água-amônia e água-brometo de lítio. Em termos de equipamentos, o primeiro sistema requer componentes extras, como retificador e analisador. Porém, opera a pressões acima da atmosférica, o que consiste em uma grande vantagem em relação ao sistema LiBr-H<sub>2</sub>O, já que esse opera a pressões abaixo da atmosférica, o que aumenta a probabilidade de que ocorram infiltrações na linha (MOREIRA, 2007). Outros pares usados podem ser observados na Tabela 2.1.5.

Tabela 2.1.5: Pares refrigerante absorvente usados em refrigeração por absorção (MOREIRA, 2007)

Absorvente	Refrigerante
Água	Amônia, Metil amina ou outras aminas alifáticas
Solução de água e brometo de lítio	Água
Solução de cloreto de lítio e metanol	Metanol
Ácido Sulfúrico	Água
Hidróxido de sódio ou potássio ou misturas	Água
Nitrato de lítio	Amônia
Sulfocianeto de amônia	Amônia
Tetracloroetano	Cloreto de etila
Dimetil éter tetraetileno glicol	Cloreto de metileno
Óleo de parafina	Tolueno ou pentano
Glicol etílico	Metil amina
Éter dimetílico ou glicol tetraetílico	Monofluor dicloro metano ou diclorometano

Nas condições normais de temperatura e pressão, a mistura água-amônia é uma solução incolor de *pH* básico. Seu odor é picante e fortemente penetrante. Assim, seu armazenamento deve ser a temperatura e pressão controladas, pois, a partir de 50 °C, há ebulição e liberação de vapor de amônia. Em contato com ácidos e metais pesados, pode haver reações potencialmente violentas ou explosivas (QUIMIDROL, 2003).

A pressão de vapor total é a soma das pressões parciais da amônia e da água, considerando-se que não haja infiltração de ar ou outro fluido. Os dois componentes (água e amônia) são miscíveis em qualquer proporção, entretanto, a solubilidade da amônia na água varia com a temperatura para a qual a pressão de vapor é igual à pressão atmosférica. A título de exemplo, na temperatura de 90 °C, a solubilidade da amônia é 10,2 %. Já em 20 °C, o valor dessa propriedade aumenta mais de 3 vezes (34,1%).

A partir da década de 70, começaram a surgir trabalhos importantes, como o de Jain e Gable (1971) que apresentaram equações polinomiais aproximativas válidas para uma faixa onde operam a maioria dos sistemas de refrigeração por absorção com o par água-amônia. Na mesma época, Schulz (1973) propôs um conjunto de equações baseando-se na energia livre de Gibbs, estabelecendo relações entre temperatura, pressão e concentração da solução para o líquido e o vapor.

Em 1985, El-Sayed *et al* (1985) concluíram que as propriedades da água e da amônia pura estão bem estabelecidas na teoria e apresentaram um diagrama entalpia-concentração. Os modelos para cálculo das propriedades de mistura mais usados atualmente foram propostos em 1984 por Ziegler e Trepp (1984), que apresentaram equações na forma analítica, e em 1992 por Jordan (1992), que calcula, a partir dos dados de pressão e concentração, as demais propriedades para o estado saturado. Na Figura 2.1.9, um diagrama entalpia-concentração para solução água-amônia (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2005).

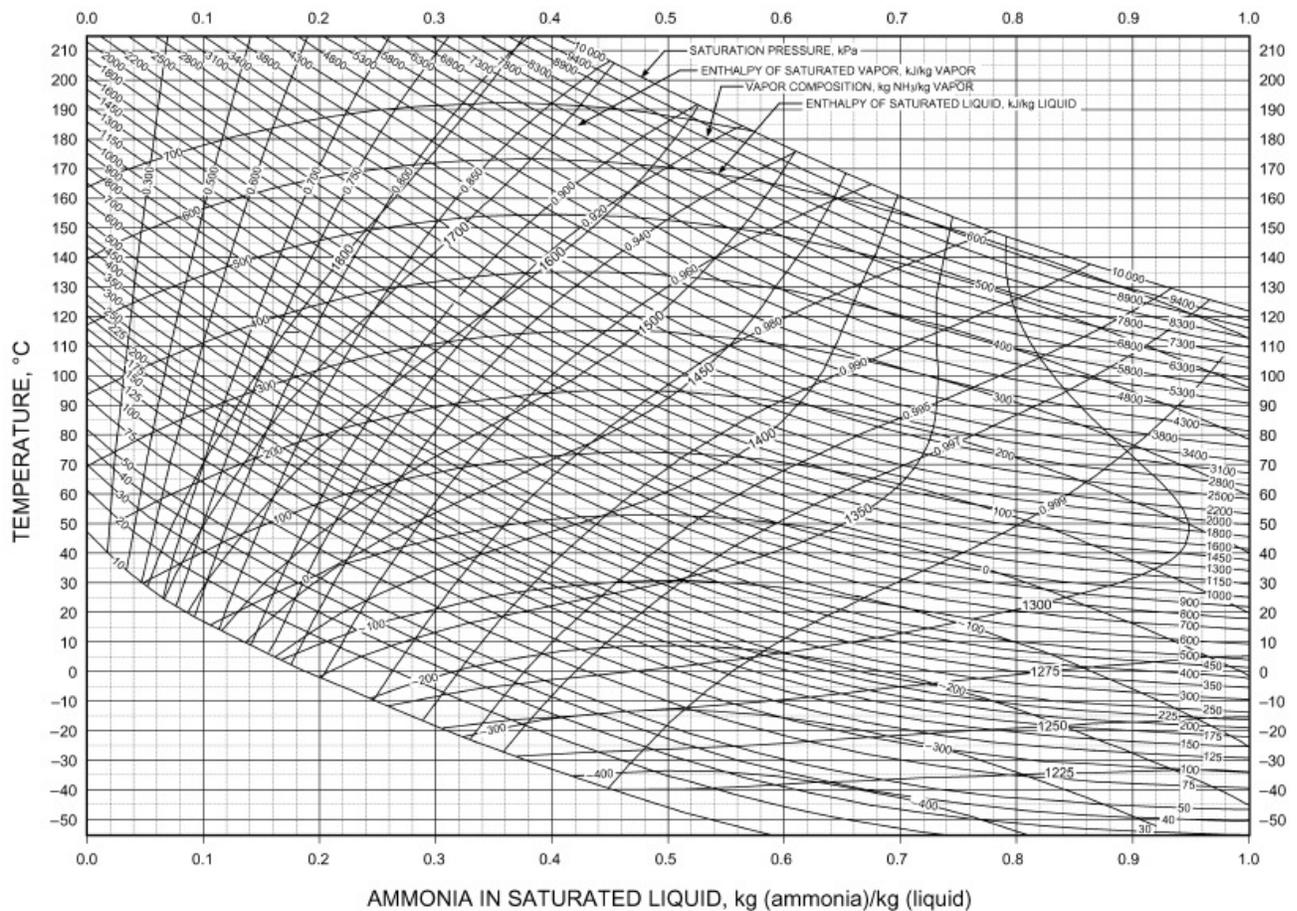


Figura 2.1.9: Diagrama Entalpia-Concentração para solução água-amônia (ASHRAE FUNDAMENTALS, 2005)

### 2.1.5 Desempenho do sistema

Uma importante preocupação está no aumento do desempenho do sistema (representado pelo  $COP$ ). Todavia, quando se trabalha com temperaturas de evaporação muito baixas, esses sistemas se mostram bastante interessantes, pois, nessa situação, mantêm coeficientes de desempenho praticamente constantes e a capacidade frigorífica tem relativamente baixa redução (PRATTS, 2002, MADEF, 1997). O  $COP$  para o sistema de refrigeração por absorção é definido através da Equação 2.1.1:

$$COP_{ABS} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor no gerador}} \quad (2.1.1)$$

Uma figura, proposta por Stoecker e Jones (1985), utilizada por muitos autores para ilustrar o coeficiente citado é mostrada a seguir (Figura 2.1.10). O bloco da esquerda representa o ciclo da potência que realiza o papel do aumento de pressão do vapor que segue para o evaporador e condensador do ciclo de refrigeração representado pelo bloco da direita.

Esse ciclo representa o ciclo de Carnot e é o ciclo teórico ideal de um sistema de refrigeração por absorção.  $T_C$  e  $T_A$  são as temperaturas no condensador e absorvedor, respectivamente,  $T_E$  é a temperatura de evaporação e  $T_G$  é a temperatura no gerador.

Martins (1991) cita algumas restrições que permitem a idealização do ciclo: Expansão adiabática do refrigerante líquido entre o condensador e o evaporador, e também da solução pobre entre o gerador e o absorvedor, fornecendo essa última ao processo a energia necessária para o bombeamento da solução rica; O vapor que deixa o gerador é puro, isto é, o absorvente não evapora com o refrigerante; A solução de dois componentes é uma mistura ideal.

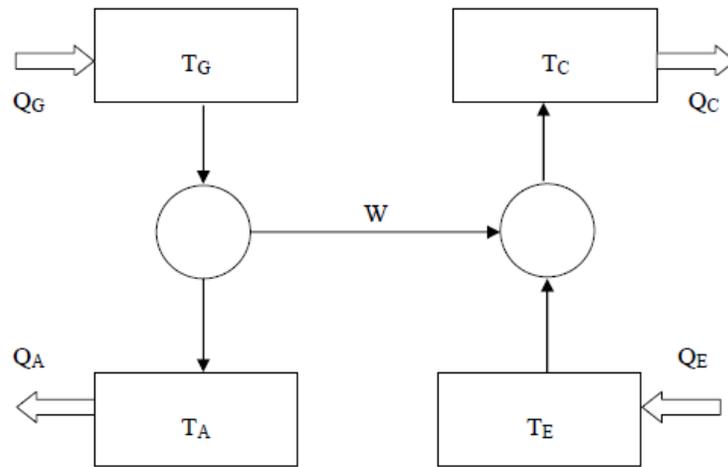


Figura 2.1.10: Ilustração de balanço energético no ciclo de absorção (STOECKER E JONES, 1985)

A energia térmica ( $Q_G$ ) fornece a energia  $W$  na forma de trabalho para o ciclo de refrigeração e rejeita  $Q_A$  na forma de calor. Juntamente com o trabalho recebido, o ciclo de refrigeração transfere calor  $Q_E$  para a temperatura  $T_C$ , onde  $Q_C$  é rejeitada.

$$\text{Portanto, } COP_{ABS\ ideal} = \frac{W \cdot T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_G - T_A}{W \cdot T_G} = \frac{T_E \cdot (T_G - T_A)}{T_G \cdot (T_C - T_E)} \quad (2.1.2)$$

Observando a equação, percebe-se que o  $COP$  é diretamente proporcional a  $T_G$  e  $T_E$  e inversamente proporcional a  $T_A$  e  $T_C$ . A expressão para um ciclo real é dada por:

$$COP_{ABS\ real} = \frac{Q_E}{Q_G} \leq COP_{ABS\ ideal} \quad (2.1.3)$$

A Figura 2.1.11 mostra valores de  $COP$  para diferentes valores de temperatura de evaporação, para sistemas de refrigeração por absorção e por compressão. Para os ciclos usuais de simples estágio de sistemas água-amônia, os valores de  $COP$  tendem a ser mais baixos, na ordem de 0,3 a 0,6, devido às irreversibilidades que ocorrem na separação e retificação da mistura. No entanto, uma vantagem, que pode ser observada na figura, é que enquanto que para o ciclo de absorção, o  $COP$  varia pouco com o abaixamento da temperatura de evaporação, para o ciclo por

compressão, no entanto, o abaixamento da temperatura de evaporação resulta em uma queda considerável do  $COP$ , relativamente muito mais significativa do que no primeiro sistema.

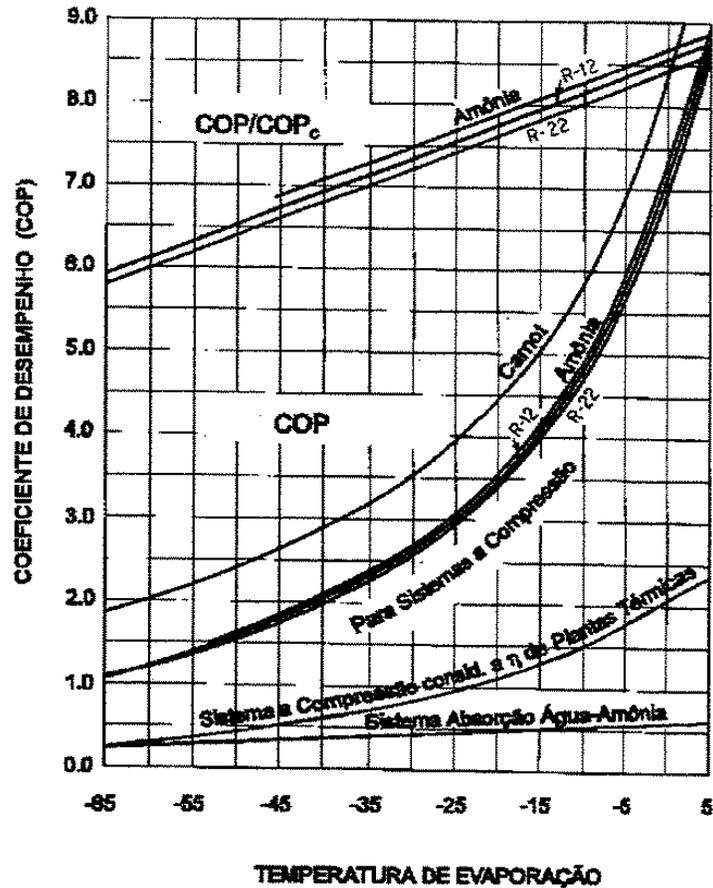


Figura 2.1.11: Comportamento do COP em função da temperatura de evaporação (THRELKELD, 1970)

Um fator de grande importância é a temperatura na qual ocorre a absorção da amônia pela solução. Na Figura 2.1.12, Stoecker (1970) mostra os valores do  $COP$  de Carnot para um sistema água-amônia com temperaturas de trabalho de  $121^{\circ}C$  no gerador,  $45^{\circ}C$  no absorvedor,  $49^{\circ}C$  no condensador e  $7^{\circ}C$  no evaporador, com uma diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do evaporador de  $5^{\circ}C$ . Para as mesmas condições, há a comparação com o valor do  $COP$  teórico quando a temperatura de absorção diminui.

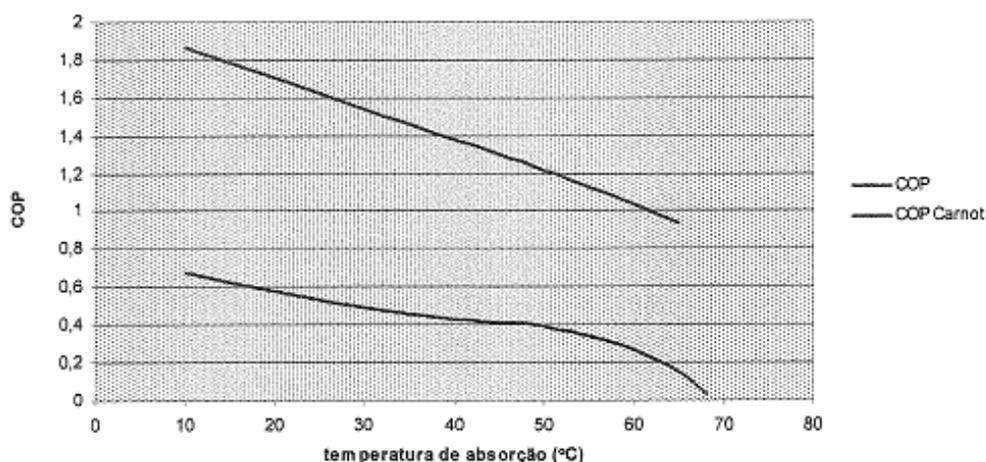


Figura 2.1.12: Variação do COP com a temperatura de absorção no estudo de Stoecker (1970)

### 2.1.6 O Ciclo GAX (*Generator Absorber heat eXchange*)

Outras melhorias nos equipamentos que compõe o ciclo também resultam em melhor desempenho, como a utilização do arranjo GAX (*Generator Absorber heat eXchange*), que acopla trocador de calor interno aos sistemas de absorção e geração de amônia (PRIEDEMANN E CHRISTENSEN, 1999).

A sigla GAX pode ser traduzida como trocador de calor gerador-absorvedor. Essa configuração essencialmente se parece muito com o ciclo de simples estágio, porém com uma maneira mais inteligente e eficiente de se recuperar energia internamente. Assim, a troca de calor é feita dentro do conjunto gerador-absorvedor. Esta tecnologia foi patenteada em 1914 por Altenkirch e Tenckhoff (ARAÚJO ET AL, 2007). Estudos sobre este sistema podem ser encontrados em Kang *et al*, (2000) e Velázquez e Best (2002).

Esse tipo de ciclo conserva os elementos essenciais de um ciclo de absorção comum de simples efeito. A diferença física, então, está na recuperação de calor interna pelo gerador, reduzindo a necessidade de energia térmica para obtenção do vapor de refrigerante e, conseqüentemente, aumentando o COP. Gómez *et al* (2008) apresentam um esquema comparativo do ciclo tradicional com o ciclo GAX (Figura 2.1.13).

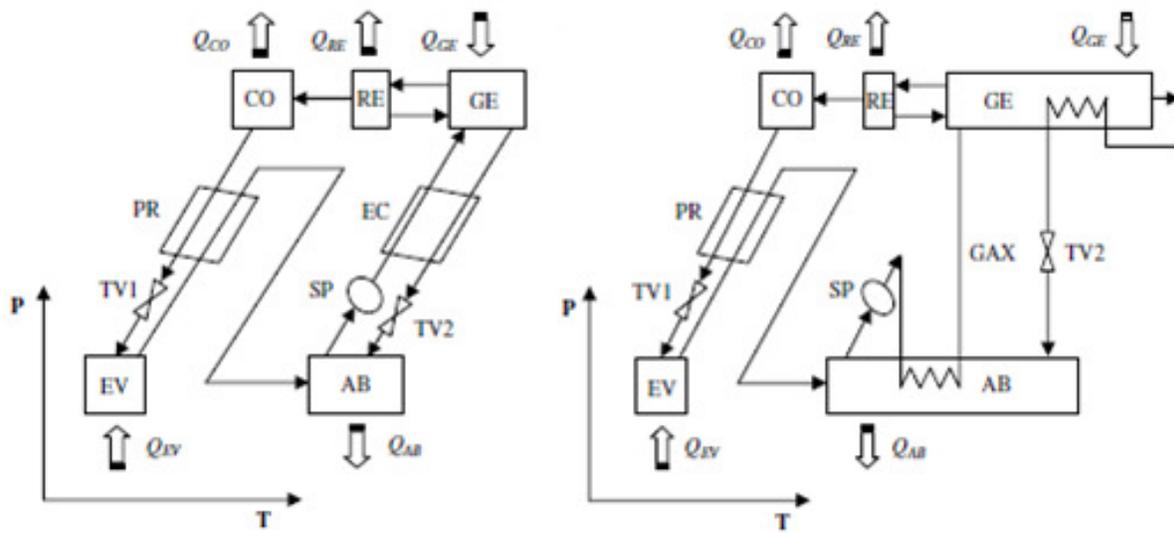


Figura 2.1.13: Comparação entre um ciclo tradicional de simples efeito e um ciclo GAX (GÓMEZ ET AL, 2008)

O ciclo GAX é uma ótima maneira de se aumentar o coeficiente de desempenho (*COP*) com uma configuração simplificada. No conjunto gerador-absorvedor, as pressões e concentrações são mantidas de forma que haja um leve aumento de temperatura entre o absorvedor e o gerador, possibilitando, assim, que parte do calor proveniente do processo de absorção seja rejeitada para o gerador.

Nos últimos 15 anos, vários ciclos por absorção foram desenvolvidos partindo da configuração padrão GAX. Entretanto, cada um teve seu foco em diferentes objetivos. Assim, é uma tarefa difícil estabelecer uma comparação entre os *COPs* reais de cada ciclo, pois esses dependem de condições térmicas, físicas e de operação.

A Figura 2.1.14 mostra os componentes principais de um sistema GAX híbrido, em que se misturam componentes do ciclo GAX de absorção e de sistemas de refrigeração por compressão (KUMAR ET AL, 2007).

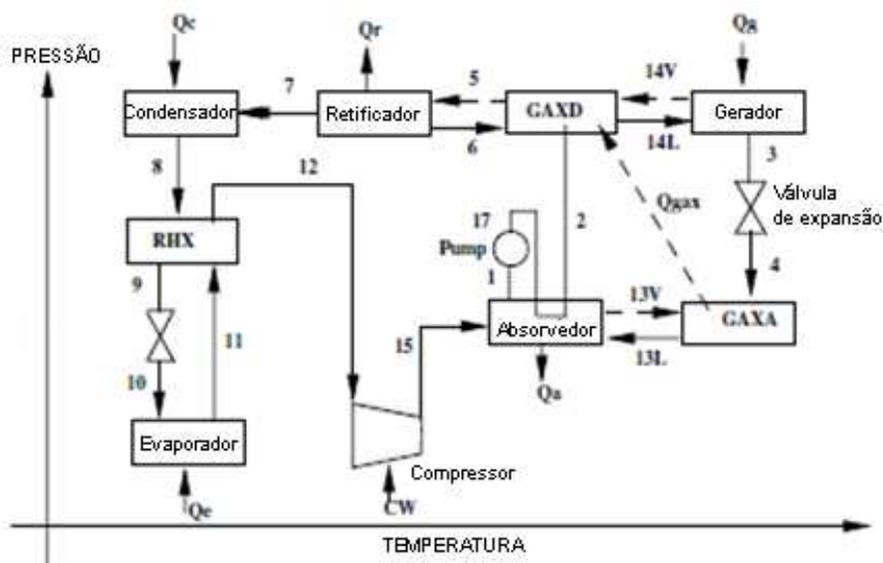


Figura 2.1.14: Diagrama esquemático de um ciclo GAX híbrido (KUMAR ET AL, 2007)

Os ciclos por absorção mais avançados foram categorizados por Kang *et al* (2000) em três grandes categorias de acordo com o propósito de cada um: aumento do *COP*, aumento da diferença entre a temperatura de rejeição e de evaporação e redução da pressão no condensador.

A Figura 2.1.15 mostra o conceito básico do funcionamento do ciclo GAX, no qual o calor obtido com o aumento da diferença de temperatura entre o processo de absorção e o processo de evaporação é utilizado para aumentar a eficiência do ciclo (KANG ET AL, 2000).

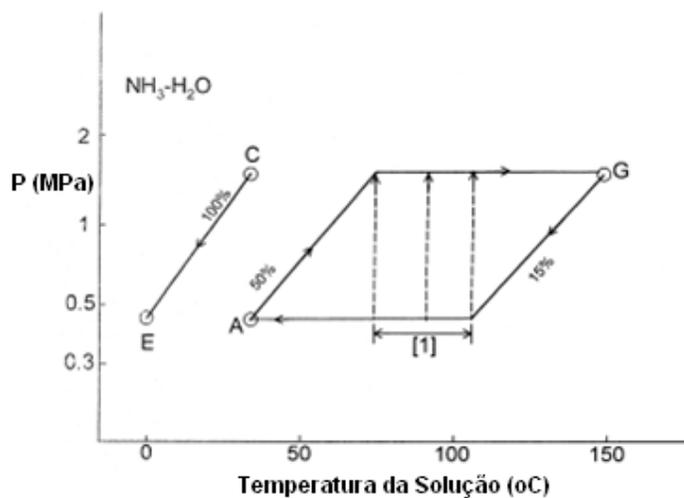


Figura 2.1.15: Conceito básico do ciclo GAX (KANG ET AL, 2000)

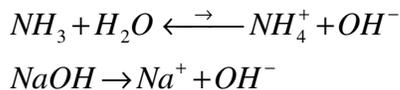
### 2.1.7 Utilização de sais na mistura

O conhecimento termodinâmico de novas misturas tem sido também investigado, bem como o comportamento dos fluidos na transferência de massa e transferência de calor (ARMAN E PANCHAL, 1993; YOKOZEKI, 2005).

A utilização de um terceiro elemento na mistura, como um sal, também tem sido testada para melhorar a separação do refrigerante (amônia) da solução aquosa e permitir que sejam utilizadas fontes de calor de temperatura mais baixa que a usual, aumentando o potencial de aproveitamento de energia (IBRAHIM *ET AL*, 1997).

Como fora dito, o par água-amônia possui ótimas características de transferência de calor e massa, mas requer um processo de retificação para remover a fração de água do vapor refrigerante que sai do gerador. A mistura ternária, com sal, pode oferecer um melhor desempenho tornando o processo de retificação mais eficiente, principalmente à temperaturas de operação mais altas (BALAMURU *ET AL*, 2000).

Certos sais causam uma rejeição da amônia pela solução. São esses NaOH, KOH e LiOH. A hidroxila liberada por eles compete com a hidroxila produzida pela reação da amônia com a água. Como a amônia tem bem menos poder de dissociação que esses sais iônicos, a tendência é que o vapor de amônia se separe da solução. Entretanto, nos casos de fontes de energia de baixa temperatura, pode não ser vantajosa a utilização da mistura ternária (BALAMURU *ET AL*, 2000).



Para um ciclo básico, Balamuru (2000) desenvolveu variações do desempenho do sistema para diferentes concentrações de sais em função da temperatura no gerador. A Figura 2.1.16 é, então, apresentada.

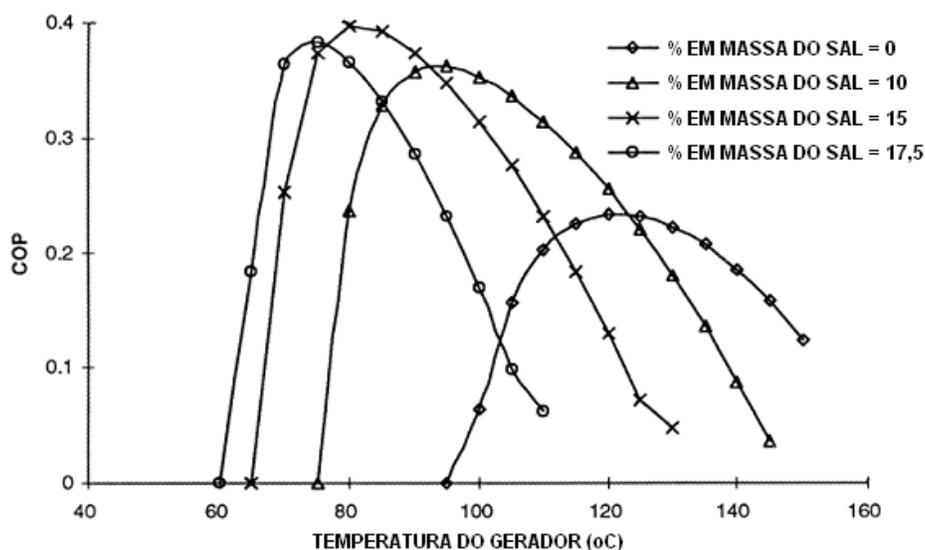


Figura 2.1.16: COP versus Temperatura no gerador para diferentes concentrações de sais

Assim, a adição de sais alcalinos pode significativamente reduzir a demanda energética pelo gerador, resultando em um aumento do desempenho do sistema, além de aumentar a concentração de amônia da corrente de vapor, otimizando o processo de retificação. Entretanto, também pode haver um efeito negativo no absorvedor, principalmente quando em altas concentrações.

### 2.1.8 Comparação entre os ciclos de refrigeração por absorção e por compressão

O ciclo de absorção é similar em alguns aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com o condensador, a válvula de expansão e o evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão e entregue novamente ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para essa tarefa. No sistema de absorção, o vapor à baixa pressão é absorvido por um líquido absorvente apropriado. O passo seguinte é elevar a pressão da solução rica (líquida) com uma bomba e o passo final é liberar o vapor refrigerante por adição de calor e depois purificá-lo (PEREIRA, 2006).

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo operado por energia térmica porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor para vaporização do refrigerante, no entanto, existe a necessidade de trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

Resumidamente, as vantagens do ciclo de refrigeração por absorção são listadas a seguir.

- Uso de energia térmica de baixa temperatura e possibilidade de uso de calor residual como insumo energético. Esse fato é de extrema importância e é uma das principais razões pelo forte ressurgimento da tecnologia de absorção aplicada à cogeração;
- Comparando um sistema à compressão e outro à absorção de mesma capacidade frigorífica, o último apresenta um consumo cerca de 5 a 10 % do consumo de energia elétrica da primeira instalação (MADEF, 1997);
- O abaixamento da temperatura de evaporação do ciclo de absorção causa uma queda no desempenho do sistema relativamente muito menor do que no ciclo de compressão;
- Pode-se trabalhar com uma vasta gama de valores de temperatura de evaporação, com várias configurações de ciclos e fluidos. (ASHRAE REFRIGERATION HANDBOOK, 1994);
- Manutenção reduzida pela ausência de elementos rotativos (exceto bomba de solução);
- Plantas de absorção são mais silenciosas e livres de vibração (DORGAN *ET AL*, 1995);
- Operação de certa forma mais segura, permite fácil eliminação de ar, apresenta pouca umidade e os evaporadores não estão sujeitos a presença de óleos (SILVA, 1994);
- O refrigerante, que é a amônia, tem contribuição exatamente nula com os danos à camada de ozônio, diferentemente dos tradicionais R22, R134a e R123 (DORGAN *ET AL*, 1995).

Da mesma forma, seguem, resumidamente, as desvantagens comumente consideradas para o sistema por absorção.

- O sistema é mais complexo tanto fisicamente quanto tecnicamente;
- Há a necessidade de utilização de energia térmica oferecida da forma mais estável possível e pode ter um valor substancial, dependendo da potência requerida na refrigeração;
- Deve haver um cuidado especial no manuseio e utilização da amônia devido à sua toxicidade;
- No Brasil, poucos sistemas que utilizam a refrigeração por absorção foram desenvolvidos e estudados. Teoricamente é uma desvantagem, mas também pode significar um grande campo a ser explorado que tem grande potencial para o aproveitamento energético e financeiro no Brasil.

A Tabela 2.1.6 mostra uma comparação entre a energia requerida por uma instalação de compressão e uma de absorção para condensação a 35 °C e capacidade frigorífica de 1161,1 kW (CORTEZ ET AL, 1994).

*Tabela 2.1.6: Comparação entre a energia requerida por uma instalação de compressão e uma de absorção (CORTEZ ET AL, 1994)*

Temperatura de Evaporação (°C)	Energia elétrica requerida pelo compressor (kWh)	Energia térmica requerida no gerador (MWh)	Mínima temperatura necessária no gerador (°C)	Energia requerida na bomba de solução (kWh)
10	158	1,79	95	14
5	193	1,84	100	16
0	229	1,93	107	18
-5	267	2,06	115	20
-10	306	2,17	120	21
-15	347	2,30	128	23
-20	389	2,50	137	25
-25	432	2,67	145	27
-30	478	2,90	152	29
-35	526	3,27	162	31
-40	576	2,74	170	32
-45	627	4,30	172	34
-50	628	5,05	175	35

Um sistema instalado pela MADEF no frigorífico Extremo Sul (Pelotas, RS, 1989) substituiu dez compressores tipo parafuso de 75 kW cada um, aproveitando todo o resto do circuito existente (evaporadores, condensadores, vasos intermediários, bombas de circulação de amônia, tubulações, etc), o que permitiu um ganho considerável. O investimento feito pela empresa teve o tempo de retorno em um ano, apenas com a redução de gastos com a energia elétrica, consumida pelos compressores que existiam anteriormente, no entanto, contando que a fonte de energia térmica seja obtida com baixo custo.

Como já discutido, ambos os ciclos (compressão e absorção) possuem vários equipamentos em comum (e que podem ser reaproveitados), principalmente os trocadores de calor e válvulas. Além disso, no caso de abatedouros que usam amônia como refrigerante em ciclo de compressão, foco do presente trabalho, a troca das bombas também é desnecessária.

Um esquema didático é apresentado na Figura 2.1.17. O lado esquerdo representa o ciclo de compressão e o lado direito o ciclo de absorção, sendo que o evaporador, condensador e válvula de expansão são comuns para os dois ciclos. Entretanto, a função executada pelo compressor no ciclo de compressão (aumento dos níveis de pressão e temperatura do estado de saída do evaporador até o estado de entrada no condensador) é realizada no ciclo de absorção pelo conjunto absorvedor-bomba-gerador, que são os equipamentos onde ocorrem os processos de separação e mistura dos componentes da mistura binária empregada no sistema. Estes processos são desencadeados pelas transferências de calor existentes no gerador e absorvedor. Desta forma tem-se que o ciclo de absorção pode ser considerado como um ciclo que consome essencialmente energia térmica, enquanto que o ciclo de compressão é um ciclo que consome trabalho (OLIVEIRA *ET AL*, 2004).

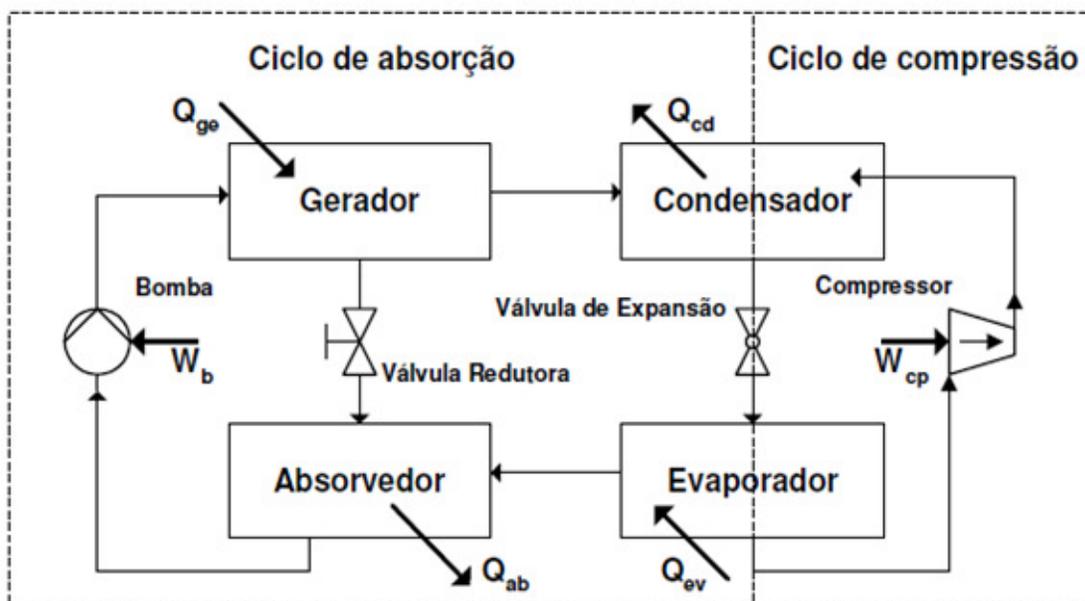


Figura 2.1.17: Comparação entre os ciclos por compressão e por absorção (OLIVEIRA ET AL, 2004)

## 2.2 Potencial de aplicação do sistema de absorção em abatedouros de aves

### 2.2.1 Produção e abate de aves

Caracterizada por ser uma carne "magra", já que apresenta baixos teores de gordura, a carne de frango cativa um número cada vez maior de consumidores preocupados com saúde e estética, contribuindo assim para o crescimento dos negócios que envolvem esta ave.

Segundo relatório da ABEF (2008), o Brasil totalizou, no ano de 2008, embarques de 3,6 milhões de toneladas de carne de frango, registrando um crescimento de 10,9 % em relação a 2007 que superou os 8,6 % inicialmente projetados para o período. A receita cambial atingiu US\$ 6,9 bilhões, representando um aumento de 39,7 %. Assim, além da inesperada crise econômica de 2008/2009, os números são crescentes e positivos.

No panorama mundial, mesmo sob impacto da crise econômica no final de 2008, a produção mundial de carne de frango registrou crescimento de 4,5 %, pouco abaixo dos 6,2 %

registrados em 2007, totalizando 71,2 milhões toneladas. Assim, no ano de 2009, o Brasil segue em terceiro lugar no ranking mundial, com 10,9 milhões de toneladas, precedido pela China e EUA.

No Brasil, o abate de aves deve ocorrer conforme estabelecido no RIISPOA – Regulamento de Inspeção Industrial e Sanitária dos Produtos de Origem Animal e no Regulamento Técnico da Inspeção Tecnológica e Higiênico-Sanitária de Carne de Aves. Neles, são tratadas questões que referem ao pré-abate, que engloba a captura e o transporte dos animais e o abate, que consiste nas seguintes etapas: insensibilização, sangria, escalda, depenagem, evisceração, pré-resfriamento, resfriamento, gotejamento, classificação, embalagem e congelamento e/ou estocagem (SARCINELLI *ET AL*, 2007).

Vale a pena descrever, brevemente, dentre todos os processos industriais no abatedouro, os que envolvem a utilização de frio e calor e estão interligados ao presente trabalho.

- **Escalda:** Na dorna de escalda, ocorre a injeção de vapor saturado durante um período de 2 minutos, sendo o frango atingido com uma mistura líquido-vapor com aproximadamente 52 °C, para que ocorra o afrouxamento das penas. É importante ressaltar que há uma baixa tolerância para o tempo de escalda, pois poderá ocorrer o cozimento da carcaça ou, se ficar um tempo menor que o recomendado, não ocorrerá o afrouxamento suficiente das penas dificultando a depenagem (SARCINELLI *ET AL*, 2007).
- **Pré-resfriamento (pré-chiller):** Essa etapa consiste na imersão da carcaça dos frangos em tanques contínuos de inox a uma temperatura de 10 a 18 °C, durante 12 a 15 minutos, com renovação mínima de 2 litros de água por ave. Assim, o pré-chiller serve para dar início ao resfriamento, limpeza e reidratação da carcaça (SARCINELLI *ET AL*, 2007).
- **Resfriamento (chiller):** Do pré-chiller, as carcaças passam para o resfriador contínuo (chiller), com água clorada e gelo, a uma temperatura entre 0 e 4 °C, por um tempo de aproximadamente 20 minutos, com renovação mínima de 1,5 litro de água por ave. A temperatura da carcaça ao sair do resfriador deve ser no máximo de 7 °C no centro do peito. Geralmente, para aumentar o resfriamento, pode-se acrescentar de 2 a 5 ppm de

propileno-glicol na água (PISSINATO *ET AL*, 2003, SARCINELLI *ET AL*, 2007). Essa água é resfriada com o gelo em escamas produzido pela fábrica de gelo do abatedouro.

- **Congelamento e Estocagem:** A temperatura de -1 a 1 °C e UR 80 - 85 % permite durabilidade de 6 a 8 dias e com temperatura do túnel de -35 a -40 °C por 4 horas permite o armazenamento a -15 °C com durabilidade de 8 a 18 meses (PISSINATO *ET AL*, 2003).
- **Graxaria:** A graxaria é um setor separado do abate e recebe todos os subprodutos do abate, como vísceras das aves, além do sangue, penas, patas e gorduras. Todos esses resíduos passam pelo digestor (Figura 2.2.1), que usa o vapor produzido na caldeira, sob alta pressão, para esterilizar os resíduos, os preparando para descarte ou, em uma graxaria bem equipada, produção de farinha e sebo. A farinha dos resíduos pode ser incorporada na ração animal e, geralmente, é vendida para produtores, dos quais o abatedouro compra os frangos para abate. Quanto ao sebo, atualmente, já existem abatedouros que o utilizam para produção de biodiesel, utilizando-o na própria fábrica (GHASSAN *ET AL*, 2004).



Figura 2.2.1: Digestores utilizados para cozimento dos resíduos (HAARSLEV INDUSTRIES, 2009)

### 2.2.2 Utilização de energia elétrica e térmica no abatedouro

Uma planta industrial com capacidade de abate de 200.000 frangos/dia tem consumo de energia elétrica de 70.000 kWh diários, sendo que cerca de 75 a 80 % deste consumo corresponde ao sistema de refrigeração, por uma capacidade de refrigeração instalada da ordem de 3 MW elétricos (fonte: abatedouro A'doro).

Zanin *et al* (2002) realizaram um estudo de caso em um abatedouro (180.000 cabeças/dia) e verificaram que o sistema de refrigeração é o setor que apresenta o maior consumo de energia elétrica, chegando a 83 % do consumo total. Observaram também, no consumo total e principalmente para os setores de abate e caldeira, uma queda do consumo de energia elétrica no horário de ponta. O setor de refrigeração tem uma pequena queda no consumo pouco antes do horário de ponta, entretanto, após as 20 horas, volta ao seu funcionamento total. A Figura 2.2.2 mostra o processo, além do consumo de energia elétrica de outros setores.

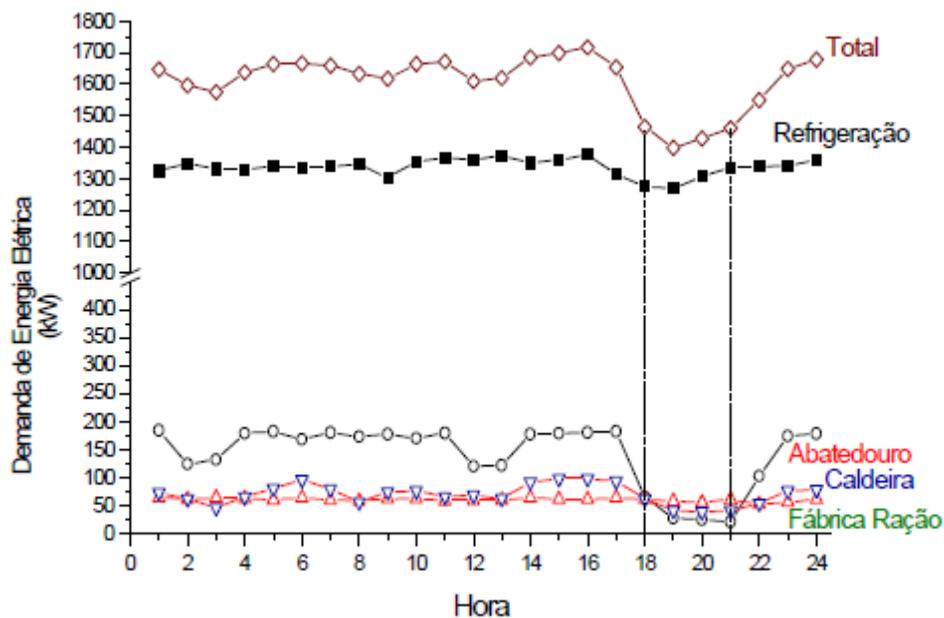


Figura 2.2.2: Demanda média horária de energia elétrica por setores de um abatedouro (ZANIN ET AL, 2002)

Os autores obtiveram também índices de consumo específico de energia elétrica (CEF), mostrados na Tabela 2.2.1. Segundo os autores, um estudo realizado pela CEMIG estimou os consumos específicos médios na avicultura mineira em 0,16 kWh para a produção de um frango de corte, sendo que haveria no abatedouro um potencial que permitiria uma redução de 25 % desse fator (0,12 kWh).

Tabela 2.2.1: Consumo médio diário de energia elétrica e índices CEF para setores do abatedouro (ZANIN ET AL, 2002)

Setores	Refrigeração	Abate	Fábrica de ração	Caldeira	Total
<b>Consumo diário (kWh)</b>	32.084	3.413	1.463	1.689	38.650
<b>CEF (kWh/frango)</b>	0,180	0,019	0,008	0,009	0,216
<b>CEF (kWh/ton)</b>	137,1	14,6	6,3	7,2	165,2

Bueno (2008) fez um diagnóstico do uso de energia elétrica em um abatedouro de frango (16.000 cabeças/dia). A Figura 2.2.3 apresenta os valores de consumo em kWh apenas para a sala de máquinas, a qual contém sete compressores.

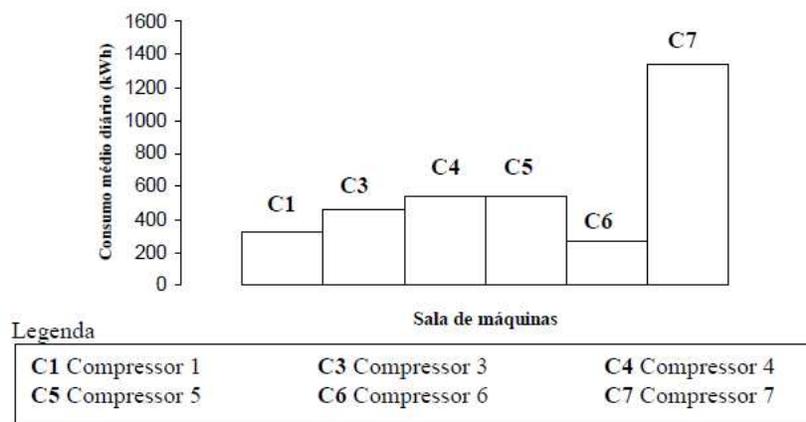


Figura 2.2.3: Consumo médio diário (kWh) dos motores dos compressores em uma sala de máquinas em um abatedouro (BUENO, 2008)

Bueno (2008) apresenta também um gráfico (Figura 2.2.4) com os valores do consumo médio diário de energia elétrica, por local do processo de abate e da sala de máquinas. A sala de máquinas, local onde ficam os compressores, é o setor energo-intensivo do abatedouro e representa, nesse estudo, 96,79 % do consumo total de energia elétrica. As magnitudes são mostradas na Tabela 2.2.2.

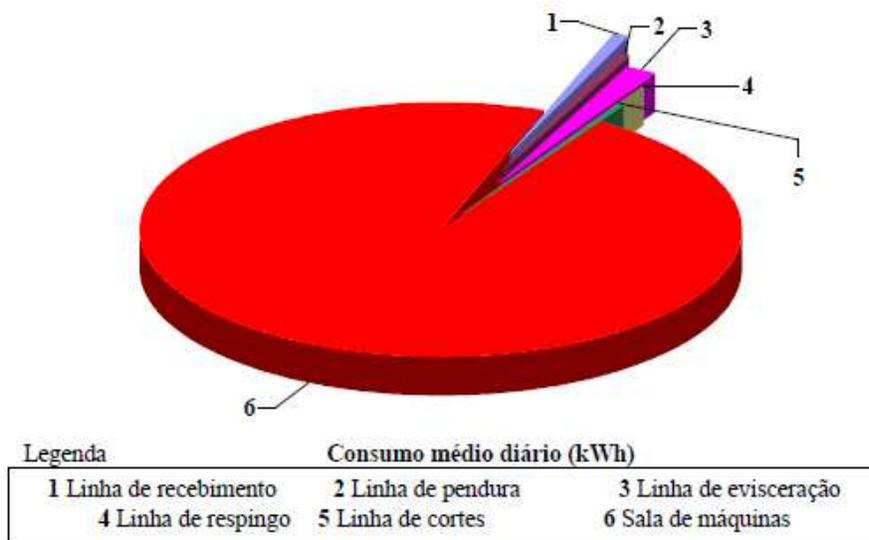


Figura 2.2.4: Consumo médio diário de energia elétrica do abatedouro em kWh (BUENO, 2008)

Tabela 2.2.2: Valores de consumo de energia elétrica por setores (BUENO, 2008)

Setor do Abatedouro	Consumo médio diário de energia elétrica	
	kWh	%
1 Linha de Recebimento	28,30	0,79
2 Linha de pendura	20,66	0,58
3 Linha de evisceração	58,16	1,62
4 Linha de respingo	2,83	0,08
5 Linha de cortes	4,98	0,14
6 Sala de máquinas	3.469,19	96,79

O vapor é utilizado em todos os setores importantes de um frigorífico. Como já fora dito, uma grande parcela é usada no processo de escalda, ou para obtenção de água quente ou mesmo

como injeção direta. O vapor da caldeira é utilizado também para obtenção de água quente utilizada nos setores de abate e graxaria, para lavagem de instalações, pisos, equipamentos, higiene pessoal e esterilização de equipamentos de trabalho.

Outro setor, também brevemente mencionado, é a graxaria, onde são processados os subprodutos para a obtenção de farinha de carne e sebo. Na graxaria o vapor é utilizado nos digestores, que são os equipamentos que fazem o cozimento dos subprodutos. A falta de vapor para os digestores aumenta o tempo de processamento o que reflete em maior consumo de energia elétrica, horas extra e perda da qualidade do produto final.

A utilização de frio também é bastante explorada. Primeiramente, no resfriamento dos frangos. As salas de corte, antecâmaras e sala de expedição são climatizadas a  $10^{\circ}\text{C}$  ou menos. Há também outros ambientes, como câmaras de congelamento a  $-30^{\circ}\text{C}$ , além da produção de água gelada e gelo.

### **2.2.3 Recuperação e utilização eficiente de energia no abatedouro e sua integração com o sistema de refrigeração por absorção**

A implantação e manutenção de um abatedouro avícola é uma tarefa bastante complexa, pois engloba um amplo leque de materiais e serviços. Além disso, deseja-se conhecer as diversas variáveis ligadas direta e indiretamente à operação do processo a fim de que, além de se encontrar formas de integração do sistema de absorção com o abatedouro, o torne em um ambiente mais sustentável gerando economia energética e financeira.

Nesse aspecto, a racionalização energética assume uma forma essencial, pois é cada vez mais presente a exigência de qualidade, padrões de higiene e mecanismos para controle de poluição.

Busca-se, então, o que se chama de *produção sustentável*, definida como a criação de produtos e serviços usando processos e sistemas que não sejam poluentes; que conservem a energia e recursos naturais, economicamente viáveis, seguros e saudáveis para os trabalhadores,

comunidades e consumidores; que recompensem socialmente os trabalhadores e estimulem sua criatividade (VELEVA *ET AL*, 2001).

Fernandes (2004) sugere uma série de índices a serem observados dentro da preocupação em tornar o ambiente industrial de um abatedouro mais próximo possível do conceito de produção sustentável, já apresentado.

Os principais são: Consumo de água por unidade produzida; Quantidade de substâncias químicas persistentes, bioacumulativas e tóxicas (PBT) utilizadas; Percentual de energia consumida proveniente de fontes renováveis; Potencial de acidificação; Quantidade de antibióticos utilizados nos frangos; Consumo de detergentes; Consumo de energia por unidade produzida; Resíduos gerados antes de reciclagem; Propriedades físico-químicas dos efluentes; Custos de adequação às normas ambientais, segurança do trabalho e saúde ocupacional; Percentual de embalagens biodegradáveis.

Conforme já discutido brevemente, o ambiente industrial de abate de aves gera um alto grau de “circulação energética”. Ou seja, em praticamente todos os processos, desde o recebimento das aves até a estocagem, a demanda energética está sempre presente, principalmente na forma de energia elétrica e térmica (frio e “calor”). Como toda essa energia não é destruída, constata-se que uma grande parte se esvai para o ambiente atmosférico ou poderia ser melhor aproveitada.

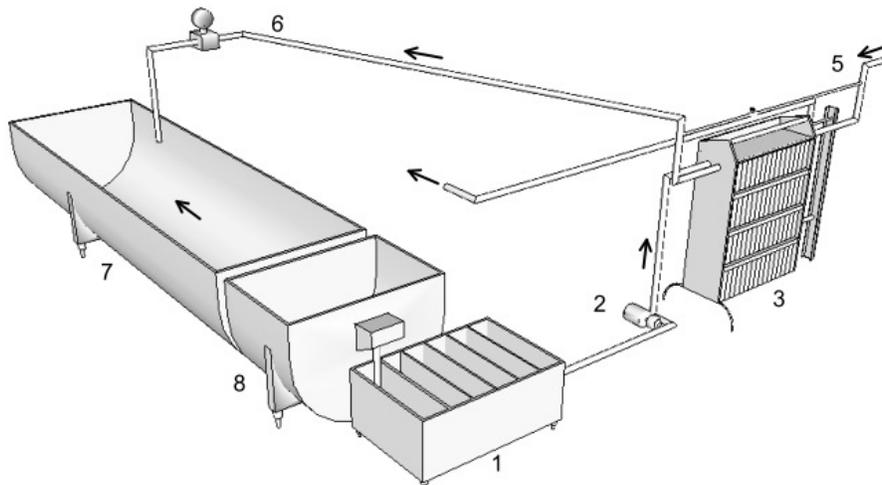
Assim, o abatedouro, de uma forma geral, além de estar em um setor energo-intensivo, representa um grande potencial na engenharia de recuperação e conservação energética, fator de grande peso atualmente devido ao alto custo das fontes existentes.

Para se caracterizar uma fonte que represente um certo potencial recuperativo é preciso desenvolver um balanço térmico através da determinação de temperaturas, taxa de consumo de determinada fonte e, não menos importante, um estudo econômico sólido para se justificar um novo investimento.

Possíveis pontos observados são tanques de escalda, *chillers* para resfriamento de carcaças, calor cedido pelos condensadores, influência de algumas práticas na movimentação do produto à baixa temperatura, fatores estruturais, como isolamento térmico e, principalmente, a energia contida nos subprodutos. A breve análise desses itens é o objetivo dessa seção.

A maioria dos abatedouros possui máquinas para produção de gelo utilizando o sistema de refrigeração central. Após evisceração, a carcaça é imersa em uma mistura de gelo e água, sendo que o fator tempo é preponderante no sentido de retardar os processos de deterioração do produto. Assim, a agitação da água no tanque permite um aumento da troca térmica, reduzindo o tempo de resfriamento, além de facilitar a remoção de microrganismos da superfície da carcaça. A renovação desse fluxo de água é fundamental, a fim de se manter uma temperatura suficientemente baixa viabilizando o processo de resfriamento e retardando a proliferação de bactérias (NEVES FILHO, 1991).

Uma alternativa útil é aproveitar o potencial térmico dessa corrente de água proveniente do resfriamento das carcaças, antes do seu descarte. Neves Filho (1991) sugere uma configuração simples, em que a água de saída do tanque de pré-resfriamento é recolhida (1), filtrada e bombeada (2) a um trocador de calor (3). A outra corrente a ser resfriada (5) também é água e, devido ao processo de transferência de calor, será lançada ao tanque de resfriamento (7) a uma menor temperatura, reduzindo, assim, a demanda de gelo. O autor sugere também que o trocador seja do tipo placas, devido à maior eficiência energética e praticidade para limpeza (Figura 2.2.5).



*Figura 2.2.5: Recuperação energética através da água de resfriamento de carcaças*

No setor de escalda, a forma mais comumente utilizada é a injeção direta de vapor para aquecimento da água na dorna e imersão das aves para afrouxamento de suas penas. Nesse caso, há perdas de calor por convecção, radiação e evaporação. Apesar das perdas por radiação serem

desprezíveis e dos ganhos advindos do isolamento do tanque não justificarem o investimento, ações como a instalação de uma cobertura e de tampas laterais para reduzir as perdas por evaporação podem produzir resultados expressivos (PARRY, 1989).

A renovação da água da dorna é fator essencial por normas de higiene e, nesse caso, apresenta também grande potencial energético. Ou seja, semelhantemente ao esquema apresentado na Figura 2.2.5, envolvendo os *chillers* de resfriamento, a água com resíduos que deixa a dorna, aproximadamente a 55 °C, poderia ser filtrada e então forneceria energia térmica à outra corrente de água que seria utilizada para realimentação do tanque de escalda.

Assim como no caso da Figura 2.2.5, em que o pré-resfriamento da água representou a economia na quantidade de gelo, nesse caso, o pré-aquecimento da água de alimentação da dorna de escalda representa uma economia energética na injeção de vapor.

Outro ponto que merece atenção é a linha de alta pressão do sistema frigorífico, entre o compressor e o condensador. Há a possibilidade da inserção de um trocador de calor nesse ponto, em que o calor sensível do superaquecimento do gás, proveniente do compressor, é transferido indiretamente a uma corrente de água, a ser utilizada em algum setor do abatedouro.

Dessa forma, a energia térmica a ser retirada no condensador, posteriormente, sofre uma leve redução e, mesmo ainda sendo de grande magnitude, ocorre a um nível térmico relativamente baixo, tendo em vista que a temperatura de condensação, nesse caso, não ultrapassa 40 °C e a temperatura do gás de descarga do compressor pode atingir até 100 °C (NEVES FILHO, 1991).

Assim, o intuito do trocador de calor é aproveitar a região de alta temperatura do fluido, retirando uma energia térmica suficiente para aquecimento indireto de outra corrente, mas até que o refrigerante atinja a condição de vapor saturado, pois não tem o intuito de condensar o refrigerante. Neves Filho (1991) sugere uma configuração (Figura 2.2.6) para obtenção de água quente. O “desuperaquecedor” é um trocador de calor com o intuito de obter o calor sensível da descarga do compressor.

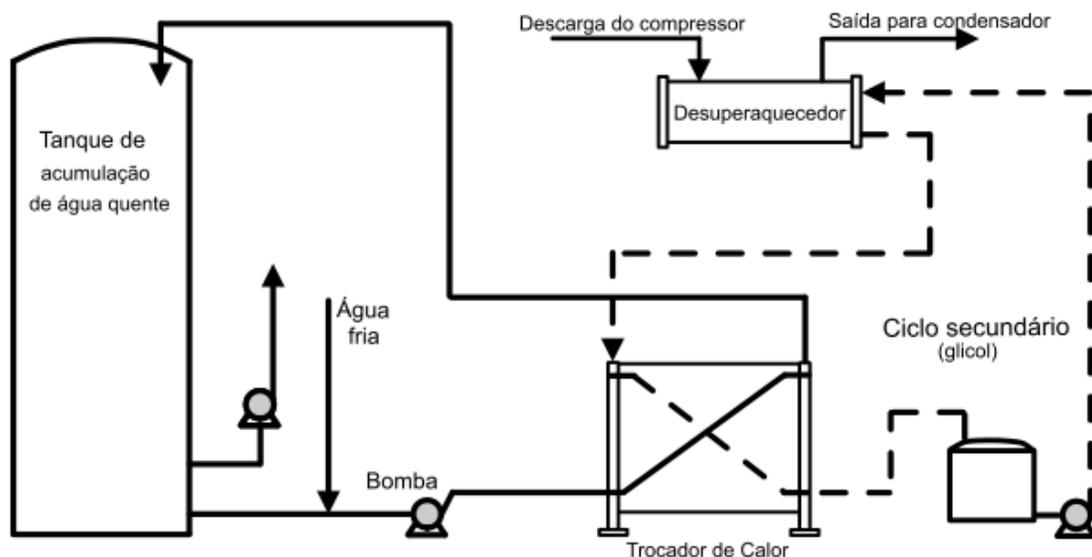


Figura 2.2.6: Esquema de um circuito para aquecimento de água utilizando o condensador e/ou desuperaquecedor de um sistema frigorífico

Diversos outros fatores podem ser vistos como potenciais para recuperação energética e material no ambiente industrial de abate de aves, desde a linha de processo até a estocagem do produto final.

Primeiramente, é importante mencionar que deve haver práticas que prezem a economia de insumos. Não misturar as correntes de água contendo proteínas e gorduras e as correntes utilizadas para limpeza é um exemplo. Isso implica duas situações: tratamento e recuperação energética apenas da água residual com carga orgânica e reuso da água limpa. Ainda assim, a água de recolhimento dos subprodutos também pode ser reutilizada (após recolhimento de vísceras e pré-separação) para recolhimento das penas, podendo também contar com o auxílio de purgas de água do *chiller* e do pré-*chiller*.

De qualquer forma, recomenda-se também que se recolha o máximo de resíduos possíveis sem a utilização de água (com a ajuda de rodos, pás, vassouras ou até transportes à vácuo). Assim, quanto mais se prioriza o transporte a seco, gera-se um menor volume de efluentes e, concomitantemente, um melhor aproveitamento da matéria orgânica.

Nas câmaras de congelados, deve haver, por exemplo, um controle rigoroso de entrada de umidade e “calor”, o que pode ser controlado com a utilização de antecâmaras, cortinas de ar e sistemas de isolamento térmico adequados.

Estima-se que 10 % da energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração deve-se ao ingresso de calor nas salas resfriadas e acendimento desnecessário de luzes, principalmente incandescentes. Assim, além das possíveis soluções citadas no parágrafo anterior, nos casos críticos, deve ser prioritária a utilização de sistemas automáticos de controle de luz e fechamento das câmaras (UNEP, 2002).

Um mapeamento exploratório nas linhas de vapor pode ser útil, no intuito de se localizar perdas de pequenas correntes residuais de vapor e água quente, situações bastante comuns nesses ambientes. Além disso, manutenções preditivas e preventivas são fundamentais, haja vista que pequenas perdas locais e contínuas têm grande influência no consumo energético total.

Deve-se, também, atentar para fatores básicos, como redução do consumo de água (principalmente correntes quentes), redução de tempos de congelamento, investimentos em equipamentos modernos, principalmente compressores de ar e refrigerante mais eficientes, condensadores com manutenção e limpeza periódicas e, se possível, estudar possíveis potenciais de uso de energia solar, como para pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira.

Fritzon e Berntsson (2006) investigaram o potencial de recuperação de energia térmica em um abatedouro na Suécia através da recuperação do excesso de calor de compressores de ar e de refrigerante, de gases de exaustão das caldeiras, de condensadores e calor latente do refrigerante (amônia) superaquecido, resultando em uma economia de 16 % de energia elétrica.

O Guia Técnico Ambiental de Graxarias (2008), produzido pela CETESB (Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental) e pela FIESP (Federação das Indústrias do Estado de São Paulo) recomenda algumas estratégias e práticas econômicas, ambientais e técnicas, que evitem ou reduzem a emissão de poluentes no meio ambiente e resultem em maior economia energética. As principais podem ser citadas e coincidem com os objetivos dessa seção:

- i) Utilizar iluminação natural, o quanto possível, ou sistemas de iluminação ou lâmpadas mais eficientes;

- ii) Utilizar fontes renováveis de energia: biomassa em geral (madeira, bagaço de cana, etc.) e biogás; verificar viabilidade de se utilizar o sebo das graxarias;
- iii) Acondicionar adequadamente todos os resíduos coletados (recipientes e áreas secas, com coberturas e preferencialmente fechadas) e destiná-los para aproveitamento ou para disposição final o mais rápido possível;
- iv) Garantir boa vedação e manutenção de eventuais câmaras frigoríficas e verificar possibilidade seu desligamento em certos períodos do dia, desde que não se comprometa a conservação dos materiais (ex.: em horário de pico de demanda ou outro período);
- v) Utilizar água quente somente onde esta é realmente necessária e evitar o desperdício, em geral, em áreas com resíduos gordurosos; sangue e materiais protéicos, que tendem a grudar nas superfícies;
- vi) Fazer limpeza a seco antes de qualquer lavagem com água e utilizar, preferencialmente, sistemas de alta pressão e baixo volume;
- vii) Isolar termicamente tubulações e tanques de sistemas de aquecimento e de refrigeração;
- viii) Manter sistemas de ar comprimido e de geração e distribuição de vapor sem vazamentos;
- ix) Otimizar e manter as eficiências de combustão nas caldeiras.
- x) Onde possível, coletar e utilizar condensados de sistemas de refrigeração e da purga das caldeiras, linhas de distribuição e digestores contínuos.
- xi) Evaporar as águas geradas no cozimento por processo úmido (aquecimento por injeção direta de vapor no material), ao invés de lançá-las para os efluentes, juntando o material seco ou concentrado resultante às farinhas em processo.
- xii) Evaporar a água do soro separado de sangue coagulado (antes de seu cozimento/secagem), ao invés de descartá-lo como efluente líquido, direcionando o material seco ou concentrado para a produção das farinhas.
- xiii) Recuperar calor residual de correntes quentes como efluentes líquidos, gases de combustão das caldeiras, vapores/gases de exaustão dos digestores/ secadores da

graxaria, de compressores, etc. - ex.: para aquecer ou pré-aquecer água ou materiais (alimentação de cozinhadores/digestores/ secadores).

Dencker *et al* (2002) sugerem também: (i) Modificações nos sistemas de limpeza e de distribuição de água no intuito de se minimizar seu uso e evitar contato com resíduos com DBO (Demanda bioquímica de Oxigênio) solúvel; (ii) Válvulas mais econômicas e sistemas automáticos que evitam desperdício; (iii) Recolhimento de sangue, gorduras e correntes de alta concentração em vias separadas; (iv) Coleta de resíduos preferencialmente a seco para melhor aproveitamento na graxaria; (v) Reciclagem e reutilização dos efluentes, depois de tratados, para limpeza; (vi) Evitar mistura de água limpa com correntes com resíduo orgânico.

Os fatores citados até agora representam oportunidades no intuito de se aumentar a eficiência energética global de um abatedouro de aves. Obviamente, envolvem investimentos iniciais, mas que, em longo prazo, serão notadamente recuperados, além tornarem o ambiente industrial mais sustentável. A Figura 2.2.7 apresenta de forma resumida os principais potenciais de recuperação energética em abatedouros.

Fontes Potenciais para Recuperação Energética	Energia Disponível (MJ/dia)	Possíveis Aplicações	Demanda Energética (MJ/dia)
Calor Residual dos Digestores	30.000	Produção de Água quente (82 °C)	30.000
Calor Residual do óleo Lubrificante dos Compressores	5.250	Produção de Água morna (43 °C)	5.000
Calor do Desuperaquecedor e do condensador	120.000	Pré-Aquecimento da água de alimentação da Caldeira	335.000
Retorno de Condensado e Descarga de fundo da Caldeira	55.275		
Calor Residual do óleo Lubrificante dos Compressores a Ar	1.450	Produção de Água morna (43 °C)	1.000

Figura 2.2.7: Oportunidades potenciais de recuperação de energia térmica em abatedouros. Traduzido de UNEP (2002)

Entretanto, são pequenos focos, o que não os torna menos importantes, mas não são aplicáveis diretamente ao propósito desse trabalho, o qual tem um maior impacto muito maior e, por isso, necessita de uma fonte de energia térmica residual oferecida em maior escala. Essa pode ser encontrada direta e indiretamente nos resíduos obtidos com o processo de produção do frango.

### **2.2.3.1 Recuperação energética direta e indiretamente através dos subprodutos do abate de aves**

De acordo com os conceitos ambientais, a atividade de abate de animais, no caso, aves, é uma atividade potencialmente impactante, em virtude dos resíduos orgânicos produzidos. Práticas antigas como enterro ou lançamento dos detritos em rios são praticamente inexistentes em abatedouros de grande porte.

Os resíduos obtidos com o processo de abate dos frangos incluem principalmente pele, gordura, sangue, cabeças, cortes lesionados e pés e ossos com resíduos de carne aderida. Todos possuem propriedades bioquímicas nutricionalmente vantajosas e com diversos potenciais para aproveitamento.

A graxaria é o setor responsável pelo processamento desses resíduos e, usualmente, produz óleo e farinha para ração animal, por meio de processos de digestão através de energia térmica e pressão. E, por lidar com matéria-prima putrescível, esse setor demanda importantes cuidados operacionais.

As figuras subseqüentes mostram fluxogramas típicos do aproveitamento desses resíduos na graxaria. No caso das vísceras (Figura 2.2.8), os resíduos são cozidos no digestor (2) e depois vão para a caixa perculadora (3), a qual transporta as vísceras por meio de pás helicoidais até a prensa (4). O óleo obtido nesse processo escorre para o tanque coletor (8).

Na prensa, a víscera é moída, extraindo-se até 89 % de sua gordura total em forma de óleo, que segue para o tanque coletor. A parte sólida segue para o moinho (5), o qual a transforma em

farelo. Esse material segue para o elevador de canecos (6), que a leva até a altura em que se encontram os silos de armazenagem (7), onde a farinha é preparada para armazenamento e transporte. O elevador e o transporte por rosca já têm alternativas, como o transporte a ar comprimido, que é mais econômico e higiênico (FERROLI ET AL, 1997).

O óleo que é armazenado no tanque coletor durante os processos de prensagem é transportado até os tanques decantadores (9), sendo que a parte sólida (borra), que se acumula no fundo do tanque, volta para os digestores. Depois de passar por um processo de secagem e clarificação (10), o óleo limpo é armazenado (11) e está pronto para ser utilizado.

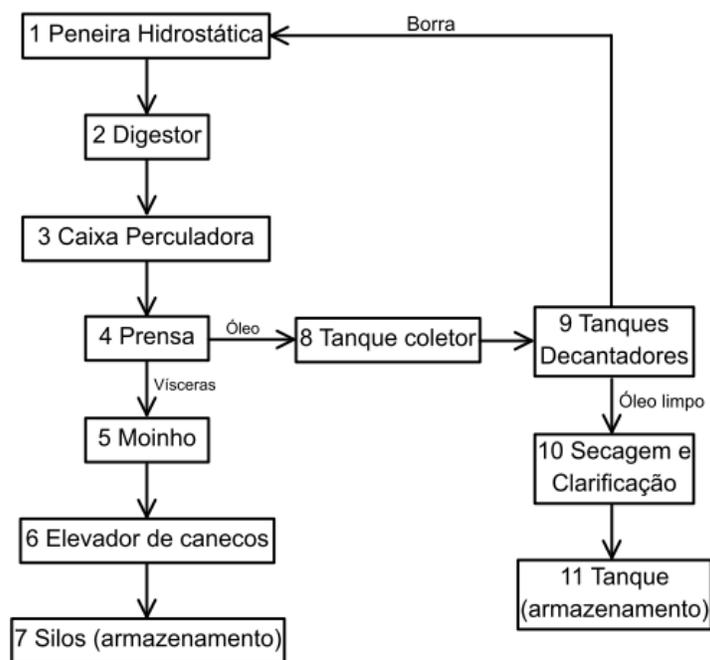


Figura 2.2.8: Processamento usual de vísceras (adaptado de FERROLI ET AL, 1997)

Os equipamentos utilizados para fabricação de farinha e óleo a partir do sangue e de penas são muito semelhantes aos equipamentos do processamento de vísceras. Conforme mostra a Figura 2.2.9, algumas fábricas utilizam uma prensa desaguadora (2) antes dos digestores, que retira o excesso de água das penas e diminui o tempo de hidrólise. O sangue, também antes de seguir para o digestor (4), é coagulado (3). Após o processo de cocção de penas e sangue, o produto é despejado na caixa de armazenagem (5), seguindo por meio de transportes helicoidais

até a esteira magnética (6). A farinha passa por um processo de secagem (7) e, então, segue caminho semelhante ao da farinha de vísceras.

Conforme visto, o material graxo é aquecido nos digestores, que podem ser de batelada ou contínuo, dependendo da forma em que a digestão acontece. Esse último tipo é preferível, pois permite maior controle da digestão e confinamento dos gases e vapores gerados, além de consumir menos energia. Assim, esse material sofre uma série de transformações físicas e químicas em processos que envolvem aquecimento, desidratação, separação e moagem de ossos, carnes, gorduras e outros materiais. São obtidos, assim, óleos, gorduras e sólidos ricos em proteínas, além de mais resíduo gerado no processo (BARROS E LICCO, 2008).

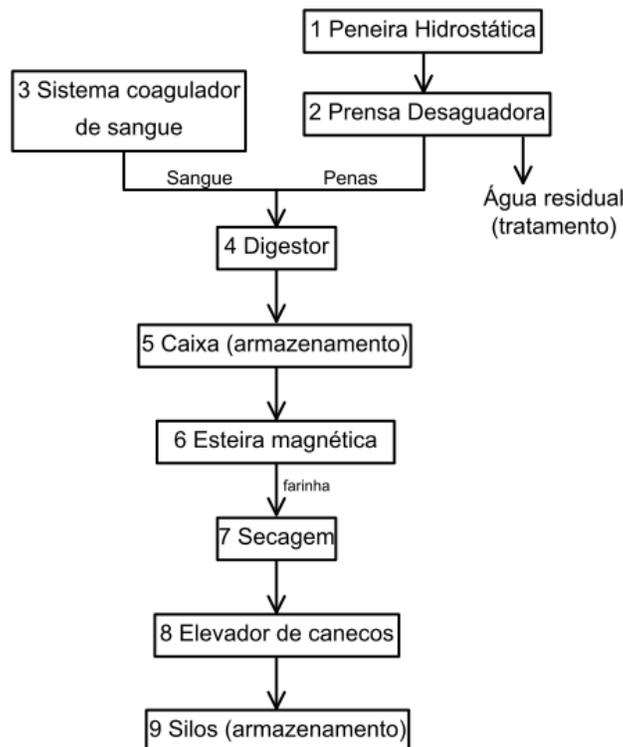


Figura 2.2.9: Processamento usual de penas e sangue (adaptado de FERROLI ET AL, 1997)

Alternativas recentes de aproveitamento desses resíduos têm surgido, como, ao invés de utilizar a gordura para produção de farinha, gerar biodiesel (GHASSAN ET AL, 2004) ou até utilização em alimentos, como produtos empanados, molhos, pastas e fermentados (ROQUE, 1996). Isoladamente, a sangria é o maior poluidor no abatedouro, entretanto possui ótimas

propriedades nutritivas para fabricação de ração animal. Springmann (1997) recomenda que o sangue seja coletado em calhas de aço inoxidável com proteções laterais escamoteáveis e com dois orifícios de saída no fundo, um para o sangue e outro para a água de lavagem. Os dois orifícios devem operar alternadamente. Esse procedimento implica no melhor aproveitamento do poder nutritivo do sangue, já que não é mais misturado com o tratamento primário.

Na graxaria, geralmente, há também estações de tratamento de odor e efluentes, além de flutuadores de gordura. Os gases e vapores emitidos com o processo de cocção geralmente são condensados e os efluentes são levados a lagoas de decantação.

Devido aos possíveis problemas ambientais com o processamento dos subprodutos, as atividades da graxaria são reguladas e fiscalizadas pelas autoridades sanitárias do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento – MAPA, que produzem instruções normativas contendo orientações acerca do ponto de vista de segurança sanitária das instalações e dos produtos.

É importante mencionar que as fábricas de subprodutos de origem animal atualmente não devem ser vistas como o setor imundo do abatedouro. Apesar de processarem o que não é aproveitado primariamente para alimentação humana, já contam com tecnologias avançadas de transporte e processamento, sistemas de reaproveitamento de água e energia, utilização como fontes alternativas e estações eficientes para tratamento de efluentes.

Os resíduos do abate dos frangos, como vísceras, penas, sangue e pés representam o maior foco de recuperação energética compatível com o propósito desse trabalho, que é utilização indireta dessa energia residual para funcionamento de um sistema de absorção e, conseqüentemente, aumento da eficiência energética no processo produtivo e redução de custos. Serão propostas três alternativas nesse trabalho e serão apresentadas na sequência.

#### **2.2.3.2 Recuperação energética a partir do calor residual dos digestores**

O processo de cozimento das vísceras se dá pelo tempo e área de contato da massa com a fonte de calor. Dura em média 2 horas, mas o ponto ótimo deve ser encontrado pelos volumes de

carga, composição das mesmas e tempo de processo. As cargas devem ser compostas com ossos, resíduos de carne mecanicamente separada e gordura, sendo dosadas no digestor contínuo com aquecimento em camisa (SPRINGMANN, 1997).

O processo de digestão pode ser em alta ou baixa temperatura. No primeiro, a água ferve rapidamente e evapora-se depois que a temperatura dos subprodutos no digestor alcança 100 °C. Quando a temperatura aumenta para 110 – 130 °C, toda a água já se evaporou e o material fica extremamente frito na gordura quente, além de exaurir grande quantidade de gases com mau odor (AUVERMANN *ET AL*, 2004).

Assim, é possível separar quase toda a gordura e mais de 60 % da água presente nos subprodutos utilizando o processo de digestão em baixa temperatura (50 – 60 °C, exatamente acima do ponto de fusão da gordura animal). Esse processo otimiza a energia térmica necessária para esterilização e evaporação da água, reduzindo o consumo de óleo pela caldeira.

Como resultado do processo de cocção (ou digestão), tem-se, além da gordura, a evaporação da umidade antes presente no material, além dos gases gerados no processo. Aproximadamente 60 % do peso dos subprodutos é devido à presença da massa de água que também é inserida nos digestores. E, além disso, o aproveitamento energético dos vapores gerados nesse processo para pré-aquecer os resíduos pode representar uma economia de 20 a 25 kg de óleo combustível na caldeira por cada tonelada de material processado (UNEP, 2000).

Amos (1997) sugere que a energia térmica recuperada dos vapores de saída do digestor pode ser usada para outras aplicações como pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira, utilização como fonte primária em sistemas de refrigeração por absorção para refrigeração de pequenos ambientes, a temperaturas não muito baixas e, por último, pré-aquecimentos dos próprios resíduos para digestão em baixa temperatura.

Amos (1997) estudou três cenários em uma planta industrial de abate. No primeiro, utilizou um sistema de digestão por batelada sem recuperação de calor. No segundo, para o mesmo sistema de digestão, aproveitou o calor residual do processo de cocção para obtenção de água quente. No terceiro cenário, o sistema de digestão foi alterado para um digestor contínuo em baixa temperatura, além de manter o sistema de recuperação energética similar ao segundo cenário. Conseqüentemente, segundo o autor, a carga da caldeira foi reduzida aproximadamente

em 33 %, quando o sistema de recuperação de calor foi utilizado, e por mais 30 % quando usado o sistema de digestão em baixa temperatura.

Assim, o produto do processo de cocção, na fase gasosa, é principalmente a umidade evaporada dos subprodutos, que carrega uma pequena parcela de gases com maus odores e que precisam, inicialmente, passar por um processo de condensação, antes do tratamento químico devido. Alternativamente, essa corrente pode ser utilizada como fonte de energia térmica para o sistema de absorção, conforme mostra a Figura 2.2.10. Digestores industriais podem gerar vazões de até 15.000 kg/h de vapor residual no processamento de 33.300 kg/h de resíduo com 45 % de umidade (HAARSLEV INDUSTRIES, 2009).

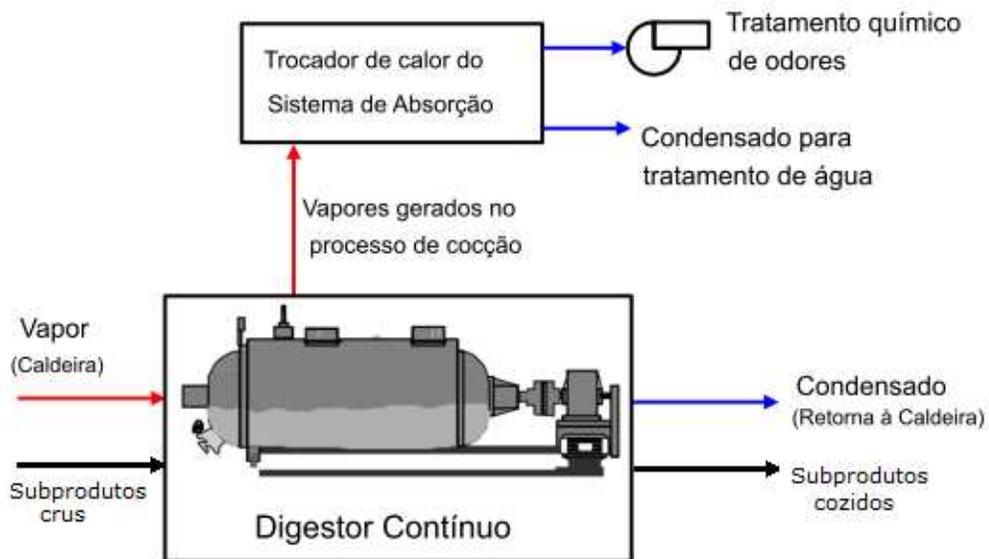


Figura 2.2.10: Esquema de aproveitamento dos gases gerados no processo de cocção

A única “desvantagem”, no caso, é que esse vapor sai à pressão ambiente e, portanto, não possui uma temperatura muito alta. Todavia, sua utilização encaixa-se perfeitamente na produção de água quente, normalmente obtida com o vapor de alta pressão proveniente da caldeira. Essa opção será melhor apresentada no capítulo 4.

### **2.2.3.3 Obtenção de biogás através de correntes residuais com material orgânico proveniente do abate/manejo de aves**

Utilizando as correntes residuais de água da produção e abate de aves, a geração de biogás através da digestão anaeróbica dos resíduos orgânicos em correntes líquidas é uma alternativa prática e viável. Além disso, sua operação é simples e barata e pode ser feita em tanques isolados e aquecidos, geralmente feitos de concreto, fibra de vidro ou metal com um dispositivo para captura do gás (PAGAN *ET AL*, 2002).

No abatedouro, usa-se água em larga escala e, na maioria dos casos, há o contato com a matéria orgânica residual. Em média, de 25 a 30 litros de água são consumidos por cabeça de ave abatida. A sua necessidade provém de lavagens de pisos e instalações, áreas de recebimento das aves, lavagem das caixas utilizadas no transporte, sala de abate e sangria, escalda, depenagem mecanizada, evisceração, resfriamento nos *chillers* (água do tanque e do gelo), embalo, congelamento, expedição, além de setores da graxaria (BLISKA E GONÇALVES, 1998).

A Tabela 2.2.3 resume as características típicas dessa corrente residual, que basicamente é, além do grande volume de água, a grande quantidade de lipídeos, proteínas e sólidos não-solúveis, devido ao uso irracional de água na limpeza e presença de resíduo de sangue mal encaminhado para a graxaria, gorduras solúveis e fezes (EPA, 2002).

Preliminarmente, deve ser feito um tratamento físico na água residual captada, para retirada das partes sólidas (penas, pele, gorduras, ossos) e sua condução aos digestores da graxaria. Esse processo deve ser feito, preferencialmente, de forma mecânica para melhor aproveitamento desses resíduos no processo de cocção. Entretanto, caso seja utilizada a flotação por ar dissolvido (DAF), o envio das partes sólidas aos digestores torna-se nutricionalmente inviável (EPA, 2002).

Água também é utilizada na graxaria e tem diferentes características da corrente residual coletada no processamento da carne comestível, pois contém material orgânico proveniente dos processos de digestão e esterilização, limpeza do local e dos equipamentos e, principalmente, o vapor em larga escala já condensado oriundo dos digestores (cujo potencial térmico foi analisado no item 2.2.3.2). Suas características são mostradas na Tabela 2.2.4, como presença de grande

carga de material orgânico, nitrogênio e fósforo, devido à predominância de sangue e gorduras (EPA, 2002).

Tabela 2.2.3: Características típicas de águas residuais em abatedouros. Traduzido de EPA (2002)

Parâmetro	Valores típicos
Fluxo/PVA <sup>1</sup> (gal/lb)	1,0114 – 1,7452
DBO (mg/L)	1.662 – 3.293
TSS <sup>3</sup> (mg/L)	760 – 1.657
Óleos e gorduras (mg/L)	665 – 793
NKT <sup>4</sup> (mg/L)	54 – 80
Fósforo (mg/L)	12 – 72
Bactérias de coliformes fecais (UFC <sup>5</sup> /100 L)	8,6*10 <sup>5</sup> - 9,8*10 <sup>5</sup>

<sup>1</sup>PVA = Peso vivo abatido (1 lb = 0,4536 kg)

<sup>2</sup>1 gal = 3,7854 litros

<sup>3</sup>TSS = Total de Sólidos Suspensos

<sup>4</sup>NKT = Nitrogênio de Kjeldahl Total (combinação da amônia e do nitrogênio orgânico)

<sup>5</sup>UFC = Unidades de formação de colônias de bactérias

Tabela 2.2.4: Características típicas de águas residuais de graxarias em abatedouros. Traduzido de EPA (2002)

Parâmetro	Valor típico (Graxaria)
Quantidade de material processado (1000 lb/dia)	1.442
Fluxo/Material (gal/1000 lb)	201
DBO (mg/L)	1.984
TSS (mg/L)	3.248
Óleos e gorduras (mg/L)	1.615
NKT (mg/L)	180
Fósforo (mg/L)	38
Bactérias de coliformes fecais (UFC/100 L)	1,2*10 <sup>6</sup>

O envio dos resíduos líquidos (com dejetos do processo de abate) para formação de lagoas (ou armazenamento em reatores) é o meio mais óbvio e viável para geração de biogás, mas, costuma-se utilizar também, em menor escala, a cama de frango, que junta todos os resíduos inaproveitados, como fezes, penas e restos de ração (PAGAN ET AL, 2002).

Esse processo é considerado um tratamento secundário, pois tem a inclusão de uma etapa biológica, realizada por uma grande quantidade de microrganismos, para remoção de DBO solúvel e até em suspensão não removido em um tratamento primário, que é a remoção de sólidos grosseiros. Geralmente, usam-se as lagoas de estabilização, filtros anaeróbicos e reatores UASB e sistemas de lodos ativados. Além de ser uma forma de tratamento de resíduos adequada, reduz o odor e a poluição ambiental, produz uma fonte de energia utilizável na própria fábrica e permite a recuperação do resíduo sólido do tratamento quando utilizado como fertilizante (SALMINEN E RINTALA, 2001).

A Figura 2.2.11 mostra um reator construído em 2006 em uma ilha nas Filipinas. O tanque recebe os resíduos líquidos com dejetos de uma produção de 800.000 aves mensalmente e gera 2.500 m<sup>3</sup> de biogás diariamente (USAID, 2007).



*Figura 2.2.11: Reator de baixo custo para geração de biogás com dejetos de aves (USAID, 2007)*

O biogás é um gás de elevado poder calorífico, rico em metano e é produzido na fermentação do material orgânico em condição anaeróbica. Abatedouros que utilizam lagoas anaeróbicas para tratamento de água residual já produzem biogás, que geralmente é dissipado para o meio. Biogás contém predominantemente metano, o dióxido de carbono e outros componentes, como sulfeto de hidrogênio (H<sub>2</sub>S) e umidade (Tabela 2.2.5).

Tabela 2.2.5: Composições do Biogás (WHEATLEY, 1990)

Componente	% (v/v)
Metano	52 - 95
Dióxido de Carbono	10 - 50
Sulfeto de Hidrogênio	0,001 – 2
Hidrogênio	0,01 – 2
Nitrogênio	0,1 – 4
Oxigênio	0,02 – 6,5
Argônio	0,001
Monóxido de Carbono	0,001 - 2
Amônia	s/d
Orgânicos	s/d

Uma série de estudos da UNEP (1999) apontou que a energia disponível no biogás através da digestão anaeróbica de águas residuais usualmente representa de 10 a 20 % da demanda energética de um abatedouro típico. A Tabela 2.2.6 mostra a recuperação energética através do biogás produzido pela digestão anaeróbica de dejetos de aves.

Tabela 2.2.6: Produção de Metano e Oferta energética com a produção de biogás. Traduzido de UNEP (1999)

	Digestão anaeróbica de águas residuais
Material disponível para digestão	1.000.000 litros/dia
Carga orgânica disponível para digestão	5.700 kgDQO <sup>1</sup> /dia
Taxa de Conversão de Metano	0,352 m <sup>3</sup> /kgDQO removido
Taxa de Remoção de Material Orgânico	85 %
Produção de Metano	1.705 m <sup>3</sup> CH <sub>4</sub> /dia
Oferta Energética	61.055 MJ/dia
Porcentagem da demanda energética de uma planta típica <sup>2</sup>	18 %

<sup>1</sup>Demanda Química de Oxigênio

<sup>2</sup>Demanda energética de uma planta de abate típica: 237.000 MJ/dia

Segundo Chernicaró (1997), a expressão geral que determina a produção teórica de metano por grama de DQO removida do despejo é como mostra a Equação 2.2.1, sendo  $DQO_{CH_4}$  a carga de DQO removida no reator e convertida em metano (gDQO) e  $K(t)$  o fator de correção para a temperatura operacional do reator (gDQO/m<sup>3</sup>). Este último parâmetro é calculado conforme a Equação 2.2.2, sendo  $K$  a DQO correspondente a um mol de CH<sub>4</sub> (64 gDQO/mol),  $R$  a constante dos gases e  $t$  a temperatura operacional do reator.

$$Vol_{CH_4} = \frac{DQO_{CH_4}}{K(t)} \quad (2.2.1)$$

$$K(t) = \frac{P_{atm} \cdot K}{R \cdot (273 + t)} \quad (2.2.2)$$

#### 2.2.3.4 Recuperação energética a partir do calor de compressão e/ou gases de descarga da caldeira

Uma última alternativa potencialmente menor do que apresentado nos itens 2.2.3.2 e 2.2.3.3 é o aproveitamento do calor residual do sistema de refrigeração dos próprios compressores. A implantação do sistema de recuperação é possível tanto em compressores de ar quanto de refrigerante.

Estima-se que 80 % da energia gasta na compressão se transforma em calor e que parte do calor produzido pelo processo de compressão do fluido se transmitem para o ambiente (ELETROBRÁS, 2005).

Nesses sistemas, a maioria da energia térmica resultante do processo de compressão do fluido é transferida para o óleo, que ciclicamente, deve ser refrigerado para continuação do processo. Os dois sistemas mais comuns já existentes são à ar, água ou termossifão.

No caso dos compressores resfriados a ar, o calor dissipado pode superar em até 70 % da energia elétrica consumida pelo motor e nos compressores resfriados a água o calor transmitido

para a sala dos compressores pode atingir valores da ordem de 15 % do seu consumo (ELETROBRÁS, 2005).

No caso do uso de água para arrefecimento do óleo (Figura 2.2.12), esse deixa o separador passando através de um filtro na bomba de óleo. Posteriormente, passa por um trocador de calor (casco e tubo ou placas), onde perde energia térmica para uma corrente de água. O óleo resfriado é então filtrado e retorna ao compressor para a injeção (YORK REFRIGERATION, s/d).

Atualmente, o sistema por termosifão é mais comum (Figura 2.2.13). Ele é semelhante ao sistema à água. A diferença é que a água é substituída por refrigerante em ebulição no tubo de óleo no trocador de calor. O sistema termosifão é basicamente um evaporador inundado, alimentado por gravidade a partir de um tanque de refrigerante líquido num receptor termosifão, colocado acima do nível do trocador de calor. Como o óleo quente entra no lado do casco do trocador, o refrigerante evapora no tubo, com as bolhas elevando-se numa linha de retorno de volta ao termosifão. O vapor gerado neste processo é direcionado para o condensador onde libera calor e retorna para o tanque de líquido.

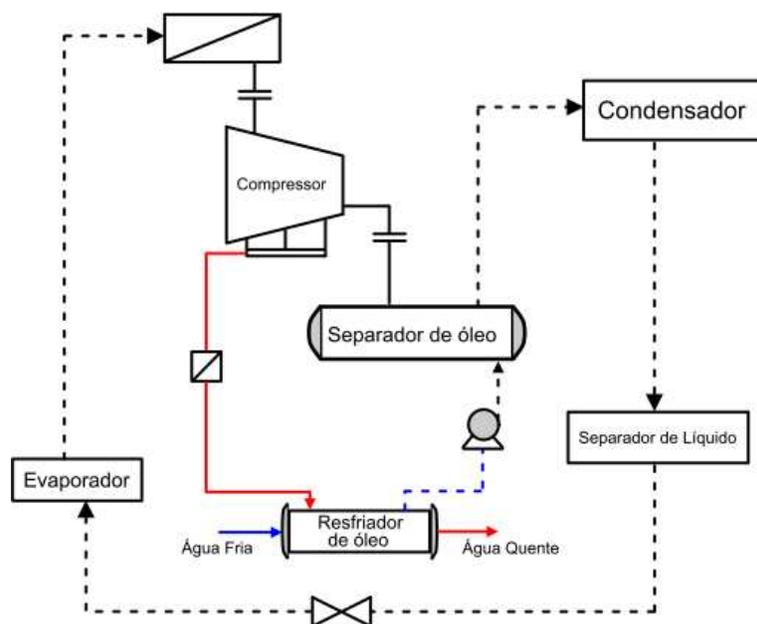


Figura 2.2.12: Compressor parafuso com resfriamento do óleo à água

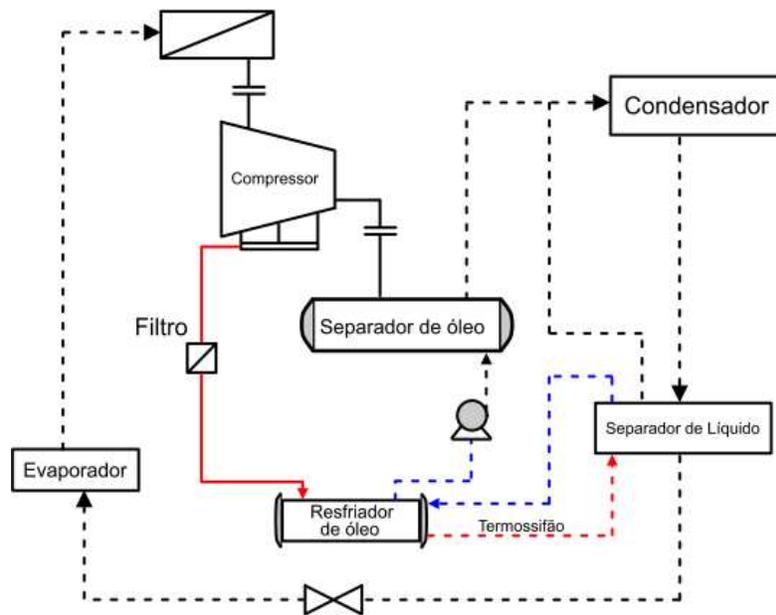


Figura 2.2.13: Compressor parafuso com resfriamento por termossifão

Felamingo (2007) estudou a recuperação de calor do sistema de refrigeração do óleo de quatro compressores de ar, juntamente com a energia térmica presente nos gases de exaustão de uma caldeira de vapor a gás natural (Figura 2.2.14).

Nos compressores, os trocadores “óleo-ar” foram substituídos por trocadores de placas “óleo-água”, e então foi possível o armazenamento desse calor em um circuito hidrônico fechado, denominado “circuito de água quente”.

Com a solução proposta, das 300 TR antes produzidas pelo sistema de compressão, 40 % passaram a ser produzidas por um chiller por absorção, cuja inserção de energia térmica era proveniente do calor rejeitado dos compressores e dos gases de exaustão da caldeira. O “circuito de água quente” e o arranjo do sistema de recuperação de calor estão representados na Figura 2.2.14.

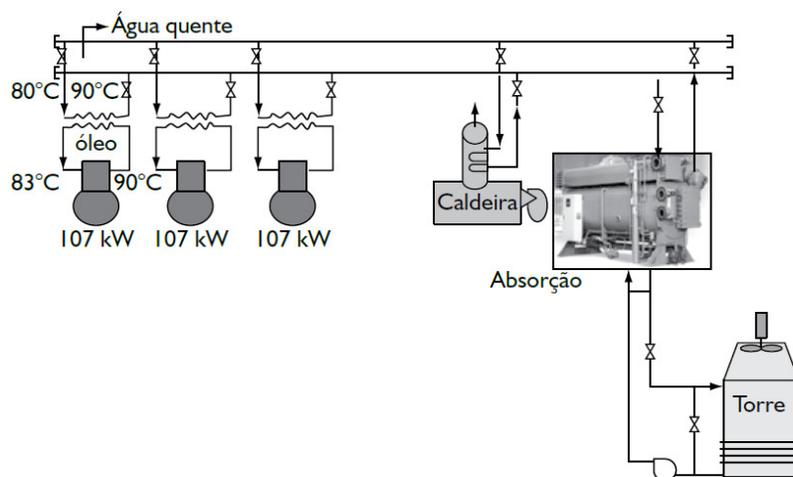


Figura 2.2.14: Fluxograma do Sistema de recuperação de calor (FELAMINGO, 2007)

Dessa forma, sugere-se a inserção de diferentes configurações para troca de calor e recuperação da energia térmica residual de compressores e, se possível, dos gases de exaustão da caldeira, desde que esses não se tornem um condensado corrosivo.

Essa aplicação representa grande potencial para aumento da eficiência térmica de uma planta industrial, podendo ser na geração de água quente ou até no funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção. Caso as alternativas dos itens 2.2.3.2 ou 2.2.3.3 forem acatadas para o sistema de absorção, recomenda-se, para esse item, obtenção apenas de água quente, que também é utilizada em larga escala no abatedouro.

## 2.3 Estudo de viabilidade econômica

### 2.3.1 A importância da viabilidade econômica na implantação de sistemas de absorção

Nos sistemas de absorção, os trocadores de calor representam cerca de 80 % do total dos equipamentos que formam o sistema. Assim, um esforço válido é encontrar sistemas desse tipo de baixo custo, o que gerará grande economia no custo final dos equipamentos. Por exemplo,

quando se compara com os trocadores convencionais, tipo carcaça e tubos, os trocadores evaporativos têm um custo 30 % menor (KERN, 1969).

Segundo Cortez *et al* (1994), é extremamente importante a associação da viabilidade técnica-econômica com a implantação de um sistema de refrigeração por absorção, seja com queima direta ou com cogeração.

O custo total do sistema de absorção é maior que o custo de sistemas de compressão, entretanto, ambos têm diversos equipamentos em comum, que podem ser reaproveitados. Espera-se, assim, que o capital investido retorne em pouco tempo, principalmente por causa da grande economia de energia elétrica, além da possibilidade de se obter, direta ou indiretamente, a fonte de energia térmica no próprio ambiente industrial.

Energeticamente, já foi provado que a troca é viável, mas, como os equipamentos por absorção são complexos e caros, uma análise econômica é talvez tão importante quanto, e é decisiva para análise de viabilidade do projeto.

Por isso, deve haver um dimensionamento de custo de todos os equipamentos que deverão ser trocados, uma comparação financeira entre a energia elétrica poupada e custo de instalação, entre outros, utilizando-se métodos como VPL, TIR, *payback*, que serão vistos na próxima seção, no intuito de se analisar o retorno do investimento e que o viabilize.

## **2.3.2 Ferramentas para análise de viabilidade econômica**

### **2.3.2.1 Taxa Mínima de Atratividade (TMA)**

Os métodos de avaliação de investimento que serão apresentados levam em conta, como já dito, a variação do valor do dinheiro no tempo. Dessa forma, deve-se utilizar uma taxa de juros quando a análise for efetuada através de um deles. A questão é definir qual será a taxa a ser empregada.

A Taxa Mínima de Atratividade (TMA) é a taxa a partir da qual o investidor considera que está obtendo ganhos financeiros. Ela também é considerada como um ponto de partida para qualquer análise financeira. No entanto, trata-se de um conceito relativo, pois depende de diversos parâmetros, como características econômicas de cada país em determinada época. Comumente, parte-se da idéia de que, para que um projeto de torne atrativo, a taxa de juros a ser usada na análise econômica deve ser equivalente à maior rentabilidade das aplicações correntes e de pouco risco.

### 2.3.2.2 Valor Presente Líquido (VPL)

O Valor Presente Líquido é o método que concentra todos os valores esperados em um único período, o inicial. É o método que melhor demonstra o retorno de um investimento sendo determinado pela soma algébrica dos saldos do fluxo de caixa descontados à TMA para determinada data (WOILER E MATHIAS, 1986).

Uma fórmula geral para o cálculo do valor presente, considerando o efeito do imposto de renda e a depreciação, é mostrada na Equação 2.3.1 (PAMPLONA E MONTEVECHI, 2001):

$$VPL = I_o + \left[ \sum_{j=1}^n FC_j (1+i)^{-j} \right] \cdot (1-\tau) + \tau \cdot \sum_{j=1}^n DEP_j \cdot (1+i)^{-j} \quad (2.3.1)$$

Sendo  $I_o$  o investimento inicial,  $i$  a taxa de juros (nesse caso, a TMA),  $DEP$  a despesa da depreciação,  $FC$  o fluxo de caixa antes do imposto de renda (IR), ambos no período  $j$  e  $\tau$  a alíquota do imposto de renda. Os métodos de depreciação são mostrados no item 2.3.2.7.

### 2.3.2.3 Taxa Interna de Retorno (TIR)

Define-se a TIR como sendo a taxa de juros para a qual o valor atualizado das receitas se torna igual aos desembolsos. Isto significa dizer que a TIR é aquela que torna nulo o valor presente líquido do projeto. Utilizando esse método, a TIR deve ser comparada com a TMA como base para tomada de decisões. Ou seja, uma TIR menor que a TMA indica que o projeto pode não ser interessante, haja vista que além de ser menos viável economicamente, ainda envolverá o trabalho externo para realização do projeto.

A determinação exata da TIR pode ser feita por tentativa e erro para problemas mais simples, pode ser determinada graficamente pelo VPL variando-se a taxa de juros ou, como utilizado nesse trabalho, pelo método de Newton-Raphson.

$$VPL = I_o + \sum_{j=1}^n FC_j \cdot (1 + TIR)^{-j} = 0 \quad (2.3.2)$$

### 2.3.2.4 *Payback* descontado

O *Payback*, que poderia ser traduzido como prazo para recuperação do investimento, é o período no qual os benefícios gerados pelo projeto cobrem o capital utilizado para implantá-lo e mantê-lo. De todos os métodos, esse é o mais intuitivo (VINHA E VERÍSSIMO, 2006).

O *Payback* descontado utiliza a taxa de juros determinada, que pode ser a TMA, e, assim, leva em conta o valor do dinheiro com o passar do tempo. Ele pode ser encontrado satisfazendo-se a Equação 2.3.3 para um período  $j$  qualquer, que será o *payback*.

$$\sum_{j=1}^n FC_j \cdot (1 + TMA)^{-j} = I_o \quad (2.3.3)$$

### 2.3.2.5 Análise pelo Custo/Benefício

O método Custo/Benefício tem um objetivo um pouco diferente dos métodos apresentados anteriormente. Ao contrário, não corresponde ao investimento como um todo, mas o analisa fragmentadamente indicando o custo energético de determinado equipamento dentro do sistema.

Para o presente trabalho, o Custo/Benefício será determinado pela razão entre a soma dos custos gerados, em unidade monetária, e o efeito útil produzido energeticamente. O resultado será uma visão da eficiência e valorização do benefício gerado pela função do equipamento no sistema.

$$C / B = \frac{\text{Custos Uniformes Líquidos}}{\text{Energia produzida}} \quad (2.3.4)$$

### 2.3.2.6 Fluxo de caixa

Há diversos tipos de fluxo de caixa, de acordo com a forma que se distribuem durante cada período. Os principais são:

- Fluxo de Caixa Simples;
- Série Irregular;
- Série Uniforme;
- Série Gradiente Linear;
- Série Gradiente Geométrico.

As séries apresentadas, na verdade, não são independentes, pois para se calcular séries mais complicadas, são necessários conceitos mais simples. Nesse trabalho, apenas a série Gradiente

Geométrico não será utilizada. Será apresentada apenas a série Gradiente Linear, pois engloba o todo conceito das demais anteriores.

A Figura 2.3.1 mostra a distribuição dos balanços durante os períodos, distribuídos de tal forma que corresponde à soma de uma série uniforme e uma série irregular, mas com um aumento gradativo de um valor “ $(n-1)G$ ” a cada período  $n$ . “A” corresponde à parcela do FC uniforme, “P” o valor final, atualizado do fluxo de caixa, “i” a taxa de juros escolhida e “G” a parcela que aumenta gradativamente (Equação 2.3.5).

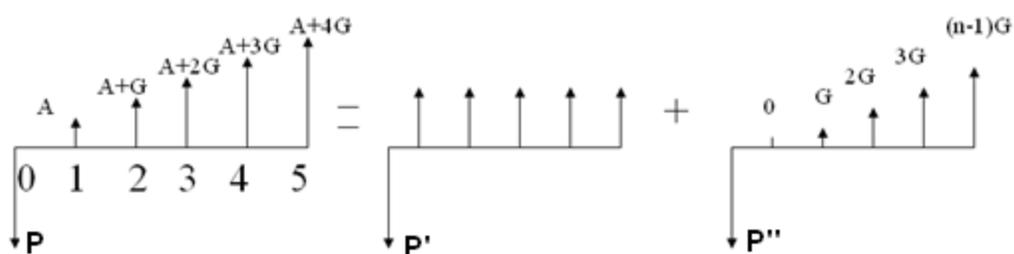


Figura 2.3.1: Fluxo de Caixa Representativo da Série Gradiente Geométrico

$$P = P' + P'' = A \cdot \left[ \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] + G \cdot \left[ \frac{(1+i)^n - i \cdot n - 1}{i^2(1+i)^n} \right] \quad (2.3.5)$$

### 2.3.2.7 Depreciação de bens

A depreciação de bens do ativo imobilizado corresponde à diminuição do valor dos elementos ali classificáveis, resultante do desgaste pelo uso, ação da natureza ou obsolescência normal. Há diversos tipos de métodos para cálculo da depreciação. Os principais estão listados a seguir:

- Depreciação Linear;
- Depreciação pela Soma dos Números dos Anos;
- Depreciação por Saldo Decrescente;

- Depreciação por Saldo Decrescente com Conversão para Depreciação Linear;
- Depreciação por Unidade de Produção;
- Depreciação pelo Sistema Modificado de Recuperação Acelerada do Custo.

Nesse trabalho é utilizada a Depreciação pela Soma dos Números dos anos (SDNA). Esse método tem como resultado depreciações superiores à depreciação linear durante os primeiros anos de um ativo e, necessariamente, menores na medida em que o ativo caminha para o final de sua vida útil, como mostra Figura 2.3.2 (PAMPLONA E MONTEVECHI, 2001).

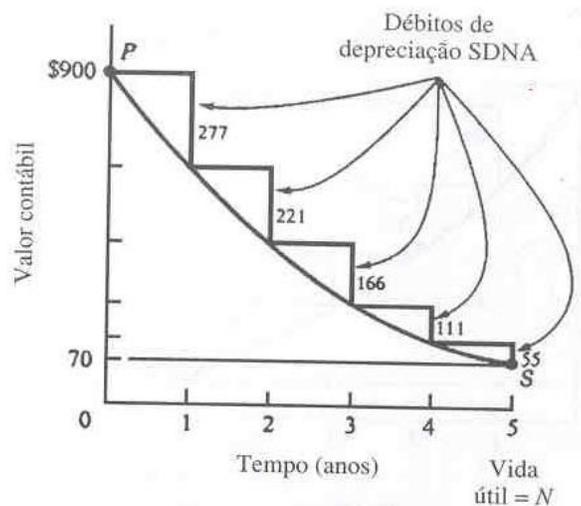


Figura 2.3.2: Esquema Representativo da Depreciação SDNA

Sendo  $P$  o custo do bem e  $S$  o valor residual ao fim da vida útil, a depreciação pode ser calculada da seguinte forma:

$$\text{Depreciação pela soma dos números dos anos em um ano arbitrário} = \frac{\text{Vida útil restante no começo do ano}}{\text{Soma dos números dos anos para a vida útil total}} \times (P - S) \quad (2.3.6)$$

### 2.3.2.8 Passos para obtenção do Fluxo de Caixa

Inicialmente, após (i) construção do fluxo de caixa pré-tributação, utilizando pagamentos e recebimentos durante cada período, deve-se (ii) calcular a depreciação dos bens e (iii e iv) aplicar o desconto do imposto de renda sobre a receita tributável, que é o valor inicial menos a depreciação. Finalmente, (v) o fluxo de caixa do investimento para cálculo de sua viabilidade utilizando as ferramentas já apresentadas, será obtido pela diferença entre o valor do fluxo de caixa inicial e o valor tributado para cada período. Esse procedimento é sumarizado a seguir.

- i) Fluxo de Caixa Pré-Tributação (a)
- ii) Depreciação (b)
- iii) Receita Tributável ( $a - b = c$ )
- iv) Desconto do Imposto de Renda ( $\%IR * c = d$ )
- v) Fluxo de Caixa Pós-Tributação ( $a - d = e$ )

### 2.4 Retificação do agente refrigerante através de colunas de recheio

Adotando-se o par água-amônia para o ciclo de refrigeração por absorção, deve-se levar em conta que a pressão de vapor da água não é insignificante quando comparada à pressão de vapor da amônia nos processos de geração e retificação. Como resultado, sempre haverá, em sistemas reais, uma fração de água no vapor produzido no gerador (FERNÁNDEZ-SEARA E SIERES, 2006).

Nos sistemas industriais de maior porte, é imprescindível um processo de purificação para redução da massa de água no vapor que deixa o gerador. Durante este processo, o conteúdo de água no vapor (mesmo na ordem de *ppm*) deve ser reduzido a um valor mínimo para se evitar seu acúmulo nos evaporadores, o que reduziria relevantemente a eficiência do sistema. Assim,

mesmo que essa quantidade de água pareça insignificante, pode ter um impacto adverso considerável no funcionamento do sistema (BOGART, 1981).

A purificação do vapor pode ser executada por condensação parcial, por fluxo contracorrente com interface líquido-vapor ou pela combinação de ambos os métodos. Em sistemas com condensação parcial, a coluna de destilação pode ser composta por um ou mais dispositivos retificadores, utilizando-se diferentes meios de resfriamento (FERNÁNDEZ-SEARA *ET AL*, 2003a).

O processo de condensação parcial consiste em produzir um arrefecimento da corrente de vapor resultante do gerador, causando a condensação de parte do vapor, resultando em uma fração de condensado rica no componente menos volátil, a água. Por fim, através da remoção de parte da água inicial contida no vapor, obtém-se o enriquecimento em amônia do vapor resultante. Esse processo ocorre no topo do gerador, através de uma serpentina para troca de calor, pela qual circula um fluido de menor temperatura, produzindo a condensação do vapor sobre os tubos (SIERES E FERNÁNDEZ-SEARA, 2006).

Uma análise mais realista desse processo está baseada na teoria do filme, utilizando-se equações simultâneas de transferência de calor e massa. Esse método permite a determinação do estado da fase de vapor e evita simplificações como condições de saturação. Fernández-Seara *et al* (2003b, 2003c) apresentaram um modelo de cálculo com diferentes graus de discretização, baseado em equações simultâneas de transferência de calor e massa, para analisar o processo de retificação utilizando uma serpentina helicoidal.

Segundo os autores (FERNÁNDEZ-SEARA *ET AL*, 2003b, 2003c), a resistência à transferência de massa na fase de vapor é a que mais tem influência sobre a dimensão da serpentina necessária para obter a separação desejada na mistura. No entanto, as resistências de transferência de calor e de massa, tanto nas fases líquida e vapor, assim como a transferência de calor do fluido de arrefecimento, são significativas na determinação do fluxo de vapor na saída do retificador. Portanto, todas essas resistências deveriam ser consideradas no cálculo do fluxo de vapor necessário para determinadas condições na saída do retificador, uma vez que esta variável está diretamente relacionada com a produção de frio.

Um dos tipos utilizados, e adotado para dimensionamento nesse trabalho, é a coluna de recheio. Essas torres, através do recheio, promovem o contato direto entre a corrente de vapor ascendente e a corrente líquida descendente. A transferência de energia e massa resultante causa a separação dos componentes. Dois esquemas típicos são mostrados na Figura 2.4.1. Por questões de nomenclatura usual utilizada em literatura, geralmente divide-se a torre de destilação na seção de dessorção (abaixo do ponto de alimentação) e seção de retificação (acima do ponto de alimentação). Na primeira, o fluido descendente na fase líquida é uma mistura do refluxo da seção de retificação e da corrente no ponto de alimentação. Na segunda, há a condensação parcial do vapor ascendente em um trocador de calor ou condensação total quando se opta pelo refluxo do fluido de trabalho proveniente do condensador.

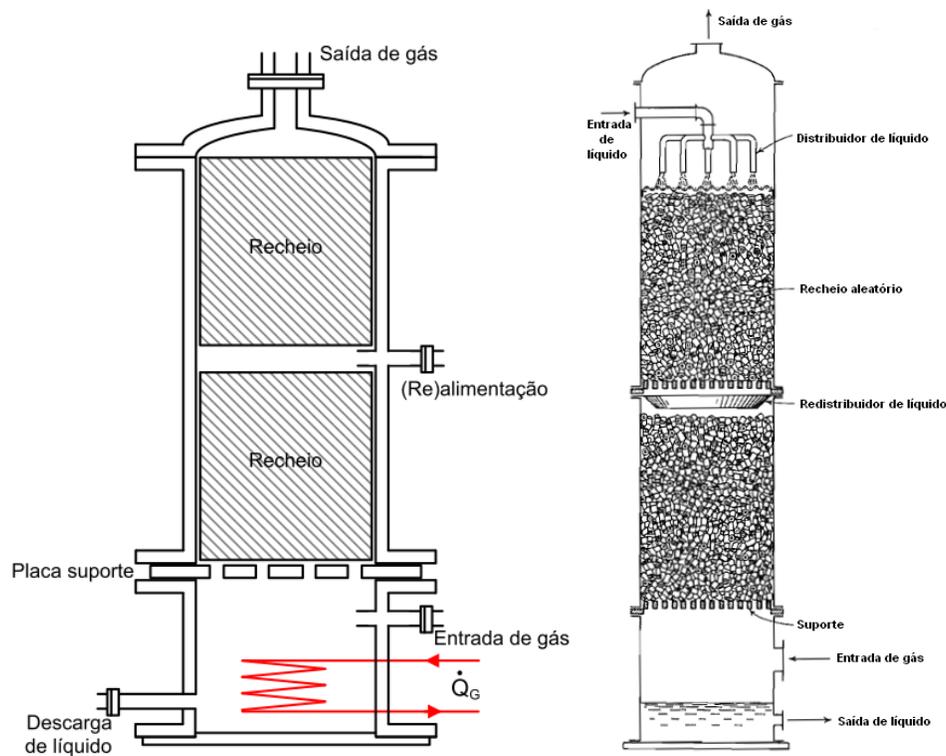


Figura 2.4.1: Esquemas típicos de colunas de recheio

Os três principais tipos de coluna de destilação envolvem a utilização de pratos, peças empacotadas aleatoriamente e recheio estruturado. No primeiro, utilizam-se pratos perfurados. No segundo, o mais convencional, algumas peças com *design* específico são “jogadas” em uma

carcaça (ou vaso). No terceiro, são utilizadas seções manufaturadas especificamente para criar uma área de contato uniforme entre fases para qualquer ponto da coluna (VAN WINKLE, 1967, PERRY E CHILTON, 1984).

Os elementos para criação do recheio aleatório também são diversos. Os principais são mostrados na Figura 2.4.2. Na escolha do tipo mais adequado, deve-se levar em conta os seguintes requisitos (NASCIMENTO, 1999): Maior área interfacial entre o gás e o líquido em contracorrente; Preferência a estruturas abertas que ofereçam menor resistência à ascensão do gás; Promover distribuição uniforme de líquido sobre a superfície do recheio; Promover fluxo uniforme de gás ou vapor através da seção reta da coluna.

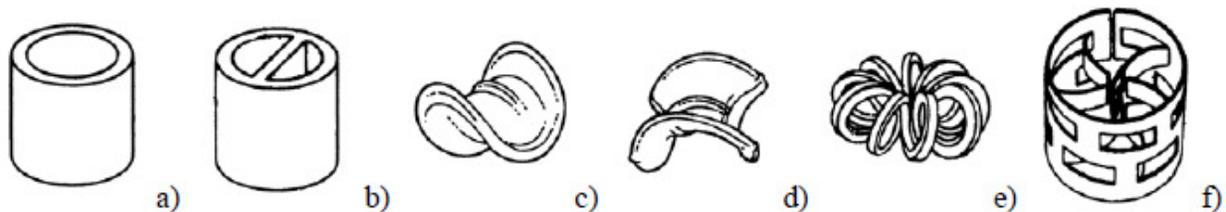


Figura 2.4.2: Tipos de peças para colunas de recheio: a) Anel Raschig, b) Anel Lessing, c) Sela Berl, d) Sela Novalox, e) Tellerette, f) Anel Pall (SIERES, 2005)

Os anéis *Raschig* são pequenos cilindros ocos, sendo que seu diâmetro e comprimento são iguais. São uns dos tipos mais antigos e ainda são de uso geral. A espessura da parede varia com o tipo do anel, mas geralmente fica entre valores de 1/32” e 3/8” (aproximadamente entre 0,8 – 9,5 mm). Anéis do tipo *Pall* possuem extensão de área no seu interior, o que aumenta a área de contato, além de tornar o anel mais resistente. Esse estão disponíveis em diversos tipos de materiais como cerâmica (grés e porcelana), plásticos e metais (*inox*, cobre e alumínio) (VAN WINKLE, 1967).

No projeto de colunas de recheio, deve-se conciliar dois parâmetros básicos: a superfície de contato e a queda de pressão do fluxo de gás. Obviamente, deve-se maximizar o primeiro e minimizar o segundo parâmetro. Essa característica é muito bem definida pelo “fator de empacotamento”, definido como a razão entre a área específica de transferência de massa do

recheio e o cubo do “volume vazio” da coluna ( $a_p/\epsilon^3$ ). Em geral, uma superfície maior significa uma maior queda de pressão (SHERWOOD *ET AL*, 1975).

O projeto de uma coluna de recheio implica nas seguintes etapas (NASCIMENTO, 1999): Escolha do tipo e dimensão do recheio; Determinação do diâmetro da coluna (capacidade), para lidar com os fluxos mássicos de líquido e vapor; Determinação da altura da coluna necessária para a separação especificada; Escolha e projeto dos acessórios internos da coluna; suporte do recheio, distribuidor do líquido e redistribuidores.

Um dos métodos mais utilizados para projetos de colunas de recheio envolve os conceitos de eficiência de etapa e altura equivalente de um prato teórico (HETP), que é a altura de recheio necessária para que as concentrações de líquido e vapor que saem do retificador sejam as correspondentes às condições de equilíbrio. Entretanto, ao invés de considerar uma variação contínua da concentração como realmente ocorre em uma coluna de recheio, utiliza no cálculo apenas as variações de concentração em uma etapa de equilíbrio.

Outro método, que é mais apropriado, se baseia nos conceitos de número de unidades de transferência (NTU) e altura de uma unidade de transferência (HTU), de forma que o produto de ambos daria a altura de coluna de recheio necessária (CHILTON E COLBURN, 1935). Entretanto, esses conceitos se aplicam de forma discreta, quando em um sistema real, as condições da correntes de líquido e vapor variam ao longo da coluna.

Os modelos mais recentes para a simulação do processo de retificação levam em conta as resistências de transferência de calor e massa em ambas as fases (TAYLOR *ET AL*, 2003) e estão baseados na teoria “dos dois filmes” de Lewis e Whitman (1924). Quanto ao método de resolução, existem duas abordagens: dividir a coluna em seções às quais se aplicam balanços e equações de transferência de massa e energia (KRISHNAMURTHY E TAYLOR, 1985a, 1985b) ou utilizar equações diferenciais que se resolvem numericamente (TREYBAL, 1969, FEINTUCH E TREYBAL, 1978, FERNÁNDEZ-SEARA *ET AL*, 2002).

### 2.4.1 Transferência de massa

Na maioria dos processos de separação, a transferência de massa geralmente ocorre de uma fase para outra. No caso de evaporação de um líquido puro em um gás, apenas um lado da fronteira entre as fases pode ser considerado. Na extração de líquido e em muitos outros processos, a transferência de massa entre o fluido em maior quantidade e a interface ocorre em ambas as fases.

As condições em uma interface entre fases líquida e gasosa são muito difíceis de serem observadas experimentalmente. Busca-se, então, desenvolver modelos matemáticos para o processo baseados em coeficientes de transferência massa, inicialmente através de modelos básicos e mais gerais.

O fluxo de transferência de massa acaba quando se estabelece o equilíbrio entre a interface e o fluido em maior quantidade (*bulk fluid*). O potencial para que essa transferência ocorra é a concentração, que é proporcional à distância do equilíbrio, pois na maioria das situações ao passo que a concentração equaliza, o fluxo tende a zero, além de ser um potencial válido tanto para difusão turbilhonária, quanto para difusão molecular em gases (SHERWOOD *ET AL*, 1975).

Em sistemas de absorção água-amônia, o fato de duas substâncias poderem estar tanto na fase líquida, quanto na fase gasosa significa que gradientes de concentração e resistência à transferência de massa podem estar presentes em ambas as fases, fazendo com que o problema fique bastante complexo. As interações entre transferência de calor e massa complicam o estudo desse processo devido às condições que estabelecem a mudança no fenômeno de transporte. Os coeficientes podem ser determinados analiticamente em algumas situações simples (SIERES *ET AL*, 2007).

A teoria do filme (*film theory*), teoria da penetração (*penetration theory*) e teoria da camada limite (*boundary layer theory*), entre outras, são tentativas de expandir cálculos simples a situações mais complexas. Esses modelos têm sido utilizados amplamente para determinação de correlações de transferência de calor e massa semi-empíricas através de resultados experimentais, pois possuem uma ótima representação da situação física, apresentando resultados razoáveis.

Há inúmeras correlações na literatura para estimar os coeficientes de transferência de massa e de transferência de calor binários. Entretanto, geralmente são obtidos sob condições de baixa taxa de transferência de massa, considerando os perfis de velocidade, composição e temperatura constante. Assim, os coeficientes devem ser corrigidos levando-se em conta a existência de um fluxo de massa finito. Os três modelos citados são brevemente apresentados no ANEXO B e permitem a determinação dos fatores de correção para situações típicas (BIRD E STEWART, 2002, TAYLOR E KRISHNA, 1993, SHERWOOD *ET AL*, 1975, KILLION E GARIMELLA, 2001).

Nos casos em que não se conhecem as distribuições de velocidade, dificultando seu cálculo na transferência de massa, é comum o uso dos coeficientes de transferência de massa, no intuito de se utilizar correlações de resultados medidos em situações mais simples.

A Figura 2.4.3 mostra uma fronteira entre duas fases, através da qual há a transferência de massa de cada componente (A e B) devido às contribuições difusional e convectiva. A primeira é proporcional a uma diferença de concentração característica  $\Delta y$  entre o fluido na interface e as condições da fase. Já a segunda, todavia, independe de gradiente de concentração. Assim, define-se um coeficiente de transferência de massa em termos apenas da difusão das espécies.

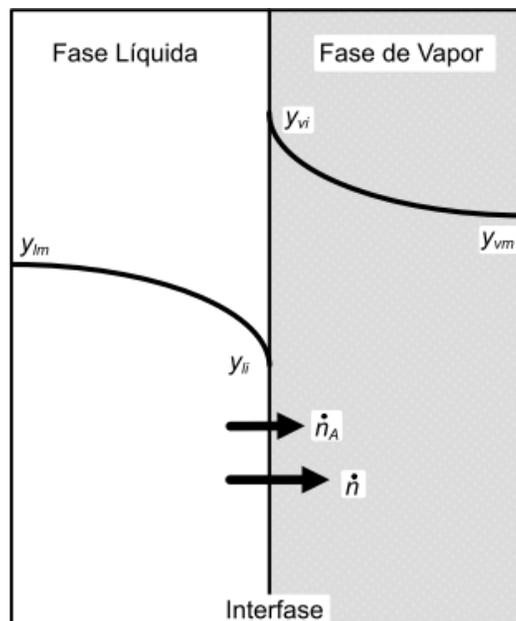


Figura 2.4.3: Gradientes de concentração na transferência de massa entre duas fases

A força potencial da transferência de massa é a diferença entre a concentração molar média da fase  $y_m$  e na interface  $y_i$ ; “A” o componente mais volátil; os subíndices  $l$ ,  $v$ ,  $m$  e  $i$  significam, respectivamente, fases líquida e de vapor, condições médias e na interface.

Como pode ser visto nos modelos de transferência de massa, existem diversas definições para o coeficiente de transferência, dependendo da força impulsora escolhida para equacionamento (concentração, pressão, massa específica, etc) (TREYBAL, 1980, HENLEY E SEADER, 1988). Para o presente embasamento teórico, optou-se por utilizar a diferença de concentração  $\Delta y$  como força motriz e, portanto,  $F$  como coeficiente de transferência de massa, resultando assim, em sua forma simples, a relação do fluxo molar de A, em ( $mol/m^2s$ ):

$$\dot{n}_A = F \cdot \Delta y = F \cdot (y_m - y_i) \quad (2.4.1)$$

Sendo o coeficiente de transferência de massa corrigido mostrado na Equação 2.4.2, conforme definido mais genericamente pelo modelo de Lewis e Whitman (1924), discorrido brevemente no ANEXO B.

$$F^* = \frac{\dot{n}_A - y_m \cdot \dot{n}}{(y_m - y_i)} \quad (2.4.2)$$

Quando se transfere matéria de uma fase vapor a uma fase líquida através de uma interface (que as separa), pode-se considerar, em princípio, três resistências à transferência de massa: a fase de vapor, a fase líquida e a interface. No entanto, a resistência em cada fase provoca um gradiente de concentração em cada uma delas (SIERES, 2005). Isso também pode ser visto na Figura 2.4.3, observando que as concentrações molares dos componentes que se difundem nas duas fases geralmente são diferentes perto da interface.

Deve-se ressaltar que, quando as duas fases estão em equilíbrio, os potenciais químicos das duas espécies em ambas as fases são iguais, mas não suas concentrações. Portanto, a transferência de massa, independentemente da concentração da fase, significa avançar na direção de uma queda

no potencial químico (SIERES, 2005). Considerando, assim, esse equilíbrio na interface líquido-vapor, as composições em cada lado da interface podem ser expressas pela Equação 2.4.3.

$$y_{vi} = f(y_{li}) \quad (2.4.3)$$

Assim, pode-se expressar a velocidade da transferência de massa do componente A na fase líquida e de vapor, de forma proporcional à diferença entre a concentração molar na fase e na interface (Equações 2.4.4 e 2.4.5, respectivamente).

$$\dot{n}_A = F_l \cdot (y_{lm} - y_{li}) \quad (2.4.4)$$

$$\dot{n}_A = F_v \cdot (y_{vi} - y_{vm}) \quad (2.4.5)$$

Correlações para cálculo dos coeficientes de transferência de massa e da área efetiva de transferência de massa para colunas com recheio dispostos aleatoriamente, tanto para a fase líquida, quanto na fase de vapor, podem ser encontradas em Wang *et al* (2005) e Onda *et al* (1968).

## 2.5 Propriedades da mistura água-amônia

### 2.5.1 Propriedades termodinâmicas

Do ponto de vista termodinâmico, água e amônia são fortes substâncias polares. Os seus pontos críticos são consideravelmente diferentes. As temperaturas críticas diferem de mais de 240 K ( $T_c = 405,40$  K para amônia e  $T_c = 647,14$  K para água). A pressão crítica da água ( $P_c=22.089$  kPa) é aproximadamente o dobro da pressão crítica da amônia ( $P_c=11.333$  kPa). A mistura água amônia cobre um vasto intervalo de temperatura de menos de 200 K a 647,096 K (TILLNER-

ROTH E FRIEND, 1998). Como a água-amônia se trata de uma mistura, uma breve revisão sobre propriedades de mistura é discorrida no ANEXO A.

Segundo Tillner-Roth e Friend (1998), desde 1856, há 59 trabalhos publicados sobre propriedades da mistura água-amônia, sendo que a maioria trata das propriedades no equilíbrio líquido-vapor. Além disso, tornou-se muito comum autores modificarem equações de outros no intuito de aumentar o intervalo de alcance para algumas propriedades.

Thorin (2000) reuniu aproximadamente 40 correlações para as propriedades termodinâmicas da mistura de água-amônia, apresentadas na Figura 2.5.1. Entretanto, a maioria foi desenvolvida para temperaturas e pressões menores que as comumente utilizadas.

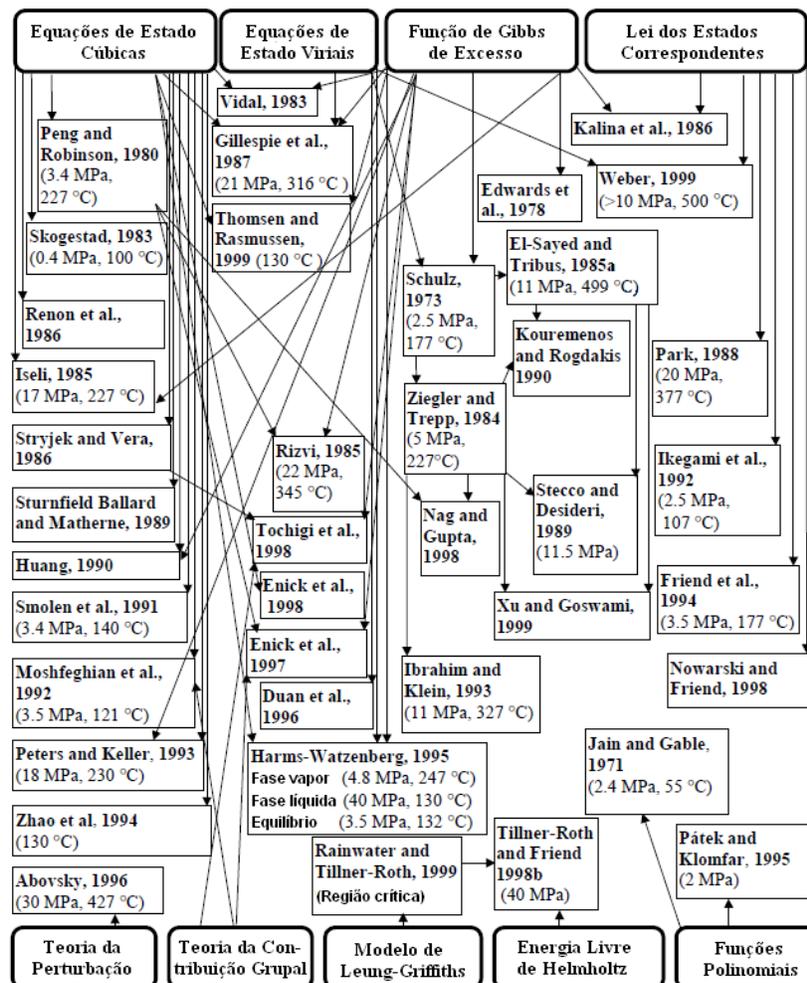


Figura 2.5.1: Correlações para as propriedades termodinâmicas da mistura de água-amônia (traduzido de Thorin, 2000)

As equações mais utilizadas para se encontrar as propriedades termodinâmicas da mistura de água-amônia são baseadas nos trabalhos de Schulz (1973) e Ziegler e Trepp (1984), sendo que Xu e Goswami (1999) desenvolveram um método que combinou o método da energia livre de Gibbs para propriedades de mistura e as equações de ponto de bolha e ponto de orvalho para equilíbrio de fase, válidas no intervalo de 230-600 K para a temperatura e 0.02-11 MPa para a pressão. Neste trabalho, são utilizadas as correlações propostas por Ibrahim e Klein (1993), que usam as mesmas equações de Ziegler e Trepp (1984), no entanto, as constantes na função de excesso de Gibbs foram recalculadas com dados experimentais a temperaturas e pressões mais altas (até 20 MPa e 589 K).

Primeiro, os autores utilizam equações de estado separadas (na forma da energia livre de Gibbs) para cálculo das propriedades dos componentes individuais (água pura e amônia pura) em cada fase. Para cálculo das propriedades da mistura água-amônia, é assumido que esta se comporta como gás ideal na fase de vapor e, na fase líquida, os autores utilizam a energia de excesso de Gibbs levando em conta a diferença entre o comportamento ideal. A energia livre de Gibbs de um componente puro é dada por:

$$G = H_o - TS_o + \int_{T_o}^T C_p dT + \int_{P_o}^P v dP - T \int_{T_o}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (2.5.1)$$

A Equação 2.5.1 usa correlações empíricas para volume específico ( $v$ ) e calor específico ( $C_p$ ) como função de T e P para as fases líquida e de vapor, respectivamente:

Fase líquida (L):

$$v_L = a_1 + a_2 P + a_3 T + a_4 T^2 \quad (2.5.2)$$

$$C_{p,L} = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (2.5.3)$$

Fase de vapor (V):

$$v_V = \frac{RT}{P} + c_1 + \frac{c_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4 P^2}{T^{11}} \quad (2.5.4)$$

$$C_{p,v} = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 \quad (2.5.5)$$

Todos os coeficientes nas equações acima são determinados empiricamente e podem ser encontrados em Ziegler e Trepp (1984). A entalpia e entropia podem ser calculadas pelas seguintes expressões, sendo o subscrito “o” nas equações acima é utilizado nesse contexto para o estado de referência.

$$H = \int_{T_0}^T C_p dT + \int_{P_0}^P \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right] dp + h_o \quad (2.5.6)$$

$$S = \int_{T_0}^T \frac{C_p}{T} dT - \int_{P_0}^P \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dp + s_o \quad (2.5.7)$$

Apresenta-se, finalmente, a função de Gibbs intensiva para água e amônia para as fases líquida e de vapor, respectivamente, sendo que os coeficientes são mostrados na Tabela 2.5.1:

$$\begin{aligned} G_{r,L} = & H_{r,o,L} - TS_{r,o,L} + B_1(T_r - T_{r,o}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 - T_{r,o}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,o}^3) \\ & - B_1 T_r \ln \left( \frac{T_r}{T_{r,o}} \right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,o}) - \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,o}^2) \\ & + (A_1 + A_3 T_r + A_4 T_r^2)(P_r - P_{r,o}) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,o}^2) \end{aligned} \quad (2.5.8)$$

$$\begin{aligned} G_{r,V} = & H_{r,o,V} - TS_{r,o,V} + D_1(T_r - T_{r,o}) + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r,o}^2) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,o}^3) \\ & - D_1 T_r \ln \left( \frac{T_r}{T_{r,o}} \right) - D_2 T_r (T_r - T_{r,o}) - \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,o}^2) + T_r \ln \left( \frac{P_r}{P_{r,o}} \right) \\ & + C_2 \left( \frac{P_r}{T_r^3} - 4 \frac{P_{r,o}}{T_{r,o}^3} + 3 \frac{P_{r,o} T_r}{T_{r,o}^4} \right) + C_3 \left( \frac{P_r}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,o}}{T_{r,o}^{11}} + 11 \frac{P_{r,o} T_r}{T_{r,o}^{12}} \right) \\ & + C_1 (P_r - P_{r,o}) + \frac{C_4}{3} \left( \frac{P_r^3}{T_r^{11}} - 12 \frac{P_{r,o}^3}{T_{r,o}^{11}} + 11 \frac{P_{r,o}^3 T_r}{T_{r,o}^{12}} \right) \end{aligned} \quad (2.5.9)$$

O subscrito “r” refere-se às propriedades reduzidas, assim definidas, sendo  $R$  a constante universal dos gases e  $T_B = 100\text{ K}$  e  $P_B = 10\text{ bar}$ , estado de referência utilizado por Ibrahim e Klein (1993).

$$T_r = \frac{T}{T_B} \quad (2.5.10)$$

$$P_r = \frac{P}{P_B} \quad (2.5.11)$$

$$G_r = \frac{MG}{RT_B} \quad (2.5.12)$$

$$H_r = \frac{MH}{RT_B} \quad (2.5.13)$$

$$V_r = \frac{MVP_B}{RT_B} \quad (2.5.14)$$

Tabela 2.5.1: Coeficientes da expressão da energia livre de Gibbs (Equações 2.5.8 e 2.5.9)

Coeficiente	Amônia	Água
A <sub>1</sub>	$3,971423 \times 10^{-2}$	$2,8748796 \times 10^{-2}$
A <sub>2</sub>	$-1,790557 \times 10^{-5}$	$-1,016665 \times 10^{-5}$
A <sub>3</sub>	$-1,308905 \times 10^{-2}$	$-4,452025 \times 10^{-3}$
A <sub>4</sub>	$3,752836 \times 10^{-3}$	$8,389246 \times 10^{-4}$
B <sub>1</sub>	$1,634519 \times 10$	$1,214557 \times 10$
B <sub>2</sub>	-6,50812	-1,8987
B <sub>3</sub>	1,448937	$2,911966 \times 10^{-1}$
C <sub>1</sub>	$-1,049377 \times 10^{-2}$	$2,136131 \times 10^{-2}$
C <sub>2</sub>	-8,28822	$-3,169291 \times 10$
C <sub>3</sub>	$-6,647257 \times 10^2$	$-4,634611 \times 10^4$
C <sub>4</sub>	$-3,04532 \times 10^3$	0
D <sub>1</sub>	3,673647	4,01917
D <sub>2</sub>	$9,989629 \times 10^{-2}$	$-5,175550 \times 10^{-2}$
D <sub>3</sub>	$3,617622 \times 10^{-2}$	$1,951939 \times 10^{-2}$
H <sub>r,o,L</sub>	4,878576	21,82114
H <sub>r,o,V</sub>	26,46887	60,96506
T <sub>r,o</sub>	3,2252	5,0705
P <sub>r,o</sub>	2,0	3,0

As outras propriedades termodinâmicas são derivadas da função de Gibbs:

$$H = -\frac{RT_B T_r^2}{M} \left( \frac{\partial}{\partial T_r} \left( \frac{G_r}{T_r} \right) \right)_{P_r} \quad (2.5.15)$$

$$S = -\frac{R}{M} \left( \frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right)_{P_r} \quad (2.5.16)$$

$$v = \frac{RT_B}{MP_B} \left( \frac{\partial G_r}{\partial P_r} \right)_{T_r} \quad (2.5.17)$$

Uma vez que essas propriedades são conhecidas para os componentes individuais, regras de mistura são aplicadas para obtenção das propriedades da mistura. Como na fase de vapor, a mistura água-amônia é tratada como uma solução de gases ideais, para essa condição, têm-se as expressões para as seguintes propriedades, sendo os subscritos “A”, “W” e “g” para amônia, água e condição de vapor saturado, respectivamente.

$$H_{mist}^V = y_g H_A^V + (1 - y_g) H_w^V \quad (2.5.18)$$

$$S_{mist}^V = y_g S_A^V + (1 - y_g) S_w^V + S^{mist} \quad (2.5.19)$$

$$S^{mist} = -R[y_v \ln(y_v) + (1 - y_v) \ln(1 - y_v)] \quad (2.5.20)$$

$$v_{mist}^V = y_g v_A^V + (1 - y_g) v_w^V \quad (2.5.21)$$

As propriedades termodinâmicas da mistura na fase líquida, entretanto, desviam-se consideravelmente do comportamento de uma mistura ideal. Assim, o desvio é considerado pela energia de excesso de Gibbs. Ibrahim e Klein (1993) usam as equações apresentadas por Ziegler e Trepp (1984), mas os coeficientes foram recalculados com dados experimentais adicionais, para maiores valores de pressão e temperatura, e podem ser encontrados em Ibrahim e Klein (1993). A energia de excesso de Gibbs é dada pela Equação 2.5.22.

$$G_r^E = (1 - y_l) \{ F_1 + F_2(2y_l - 1) + F_3(2y_l - 1)^2 \} \quad (2.5.22)$$

Sendo:

$$F_1 = E_1 + E_2 P_r + (E_3 + E_4 P_r) T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_6}{T_r^2} \quad (2.5.23)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_r + (E_9 + E_{10} P_r) T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (2.5.24)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (2.5.25)$$

A entalpia, entropia e volume de excesso para misturas líquidas são dadas a seguir:

$$H^E = -RT_B T_r^2 \left[ \frac{\partial}{\partial T_r} (G_r^E / T_r) \right]_{P_r, y_l} \quad (2.5.26)$$

$$S^E = -R \left[ \frac{\partial G_r^E}{\partial T_r} \right]_{P_r, y_l} \quad (2.5.27)$$

$$v^E = \frac{RT_B}{P_B} \left[ \frac{\partial G_r^E}{\partial P_r} \right]_{T_r, y_l} \quad (2.5.28)$$

Assim, as principais propriedades termodinâmicas da mistura líquida podem ser obtidas pelas equações subsequentes, sendo o subscrito “*f*” referente ao estado de líquido saturado.

$$H_{mist}^L = y_f H_A^L + (1 - y_f) H_w^L + H^E \quad (2.5.29)$$

$$S_{mist}^L = y_f S_A^L + (1 - y_f) S_w^L + S^E + S^{mist} \quad (2.5.30)$$

$$S^{mist} = -R [y_f \ln(y_f) + (1 - y_f) \ln(1 - y_f)] \quad (2.5.31)$$

$$v_{mist}^L = y_f v_A^L + (1 - y_f) v_w^L + v^E \quad (2.5.32)$$

Essas correlações cobrem pressões de equilíbrio vapor-líquido entre 0,02 e 20 MPa e temperaturas entre 230 e 589 K. Todas as condições de operação levadas em conta no presente trabalho situam-se dentro desses limites.

Para a região bifásica (líquido-vapor), as condições de equilíbrio, discutidas no ANEXO A, devem ser satisfeitas. Ou seja, em ambas as fases, os valores de temperatura, pressão e potenciais químicos devem ser os mesmos.

$$\begin{aligned}
 T^L &= T^V \\
 P^L &= P^V \\
 \mu_A^L &= \mu_A^V \\
 \mu_W^L &= \mu_W^V
 \end{aligned} \tag{2.5.33}$$

Para os potenciais químicos, aplica-se:

$$\mu_A = \left( \frac{\partial G}{\partial n_A} \right)_{T,P,n_W} \tag{2.5.34}$$

$$\mu_W = \left( \frac{\partial G}{\partial n_W} \right)_{T,P,n_A} \tag{2.5.35}$$

E, para cada fase, tem-se a função de Gibbs:

$$G = n_A [G_r^A + T_r \ln y_A] + n_W [G_r^W + T_r \ln y_W] + n G_r^E \tag{2.5.36}$$

Sendo assim, os potenciais químicos serão:

$$\mu_{Ar}^L = G_{Ar}^L + T_r \ln y_f^A + (1 - y_f^A)^2 \left\{ F_1 + F_2 (2y_f^A - 1) + F_3 (2y_f^A - 1)^2 \right\} + y_f^A [2F_2 + 4F_3 (y_f^A - 1)] \tag{2.5.37}$$

$$\mu_{Ar}^V = G_{Ar}^V + T_r \ln (1 - \ln y_g^W) \tag{2.5.38}$$

$$\mu_{Wr}^L = G_{Wr}^L + T_r \ln(1 - y_f^A) + (y_f^A)^2 \left[ F_1 + F_2(2y_f^A - 1) + F_3(2y_f^A - 1)^2 \right] - (1 - y_f^A) \left[ 2F_2 + 4F_3(2y_f^A - 1) \right] \quad (2.5.39)$$

$$\mu_{Wr}^V = G_{Wr}^V + T_r \ln y_g^W \quad (2.5.40)$$

A quantidade de água e amônia na fase de vapor presente na mistura pode ser definida através do título. Essa definição permite o cálculo de propriedades, como entalpia, entropia e volume específico, durante a mudança de fase.

$$q = \frac{(m_A^V + m_W^V)}{(m_A^V + m_W^V) + (m_A^L + m_W^L)} = \frac{y - y_f}{y_g - y_f} \quad (2.5.41)$$

## 2.5.2 Propriedades de transporte

As propriedades de transporte da mistura água-amônia como difusividade, condutividade térmica e viscosidade afetam a transferência de massa no absorvedor. Correlações da condutividade térmica ( $k$ ) para as fases líquida e de vapor foram apresentadas por Yaws (1995).

Para a fase líquida:

$$k_W^L = -0,2758 + (4,612 \times 10^{-3}) \cdot T - (5,5391 \times 10^{-6}) \cdot T^2 \quad (2.5.42)$$

$$k_A^L = 1,1606 - (2,284 \times 10^{-3}) \cdot T + (3,1245 \times 10^{-18}) \cdot T^2 \quad (2.5.43)$$

Para a fase de vapor:

$$k_W^V = 0,00053 + (4,7093 \times 10^{-5}) \cdot T + (4,9551 \times 10^{-7}) \cdot T^2 \quad (2.5.44)$$

$$k_A^V = 0,00457 + (2,3239 \times 10^{-5}) \cdot T + (1,481 \times 10^{-7}) \cdot T^2 \quad (2.5.45)$$

A condutividade térmica de misturas líquidas binárias, sendo  $x$  a fração mássica e  $k$  a condutividade térmica, é mostrada na Equação 2.5.46. Deve-se atentar para o fato de que a expressão é escrita dessa forma pois  $k_A > k_W$ .

$$k_{mist}^L = x_A \cdot k_A + x_W \cdot k_W - (k_W - k_A) \cdot (1 - x_W^{1/2}) \cdot x_W \quad (2.5.46)$$

Nas relações acima, a condutividade térmica está em  $W/mK$  e a temperatura em  $K$ . Através dessas correlações, pode-se encontrar o coeficiente de difusão da mistura líquida água-amônia (Equação 2.5.47). Como a dissociação de amônia é grande em baixos valores de sua concentração, essas expressões não podem ser utilizadas para a água pura. (FRANK *ET AL*, 1996, GOEL, 2004).

$$D_{mist}^L = \{(1,65 + 2,47x) \times 10^{-6}\} \cdot e^{-16600/RT_m} \quad (2.5.47)$$

Para determinação do coeficiente de difusão de uma mistura binária na fase de vapor, utilizou-se a correlação de Fuller *et al* (1969), sendo  $M_A$  e  $M_W$  os pesos moleculares da amônia e da água,  $T_m$  e  $P_m$  em  $K$  e  $Pa$ , respectivamente.

$$D_{mist}^V = \frac{4,3515 \cdot T_m^{1,75} \sqrt{[1/M_A] + [1/M_W]}}{P_m \times 10^5} \quad (2.5.48)$$

A viscosidade dinâmica da mistura na fase líquida é proposta por Conde (2006). O autor estabeleceu uma nova aproximação, ajustando a diversos dados experimentais de vários autores. Essa correlação, segundo o autor, é a equação que melhor reproduz esses resultados.

$$\ln \eta_m = y \cdot \ln \eta_{a(T_a)} + (1 - y) \cdot \ln \eta_{w(T_w)} + \Delta \eta_{m(T_m, y)} \quad (2.5.49)$$

$$\Delta \eta_{m(T_m, y)} = \left( 0,534 - 0,815 \cdot \frac{T_m}{T_{c,w}} \right) \cdot F(y) \quad (2.5.50)$$

$$F(y) = 6,38 \cdot (1-y)^{1,125y} \cdot (1 - e^{-0,585y(1-y)^{0,18}}) \cdot \ln(\eta_{a(T_a)}^{0,5} \cdot \eta_{w(T_w)}^{0,5}) \quad (2.5.51)$$

Para a fase de vapor, a correlação utilizada para a viscosidade dinâmica da mistura água-amônia é mostrada nas Equação 2.5.52 e fora proposta por Wilke (1950).

$$\eta_m = \frac{y \cdot \eta_a}{y + (1-y) \cdot \varphi_{12}} + \frac{(1-y) \cdot \eta_w}{(1-y) + y \cdot \varphi_{21}} \quad (2.5.52)$$

$$\varphi_{12} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\eta_a}{\eta_w} \right)^{0,5} \cdot \left( \frac{M_w}{M_a} \right)^{0,25} \right]^2}{\sqrt{8 \cdot \left( 1 + \frac{M_a}{M_w} \right)}} \quad (2.5.53)$$

$$\varphi_{21} = \varphi_{12} \cdot \frac{\eta_w}{\eta_a} \cdot \frac{M_a}{M_w} \quad (2.5.54)$$

A tensão superficial na fase líquida (em  $N/m$ ) da solução água-amônia é calculada pela Equação 2.5.55 de Herold *et al* (1996), sendo que, nesse caso, a unidade de  $T$  deve ser  $^{\circ}F$ .

$$\begin{aligned} \sigma_l = & 0,001 \cdot [1,1211 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 1,1955 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 0,2970413 \cdot T - 62,041 \cdot x^3 + \\ & 103,3571 \cdot x^2 - 48,571 \cdot x + 39,92207 + 1,945 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \cdot x^2 + \\ & 0,1851776 \cdot T \cdot x^2 + 1,40568 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 \cdot x - 0,70072 \cdot T \cdot x] \end{aligned} \quad (2.5.55)$$

Conclui-se do capítulo 2 que, apesar das variadas possibilidades de configurações do ciclo de absorção, esse sistema tem grande potencial de aplicação e otimização, principalmente se aproveitado os pontos fortes do sistema GAX.

O abatedouro, conforme visto, complementa a proposta, já que possui oferta e demanda de energia em larga escala, além de diferentes formas de se aproveitar e recuperar energia no próprio ambiente. Por fim, as ferramentas de análise econômica são válidas e necessárias para uma análise de custo mais concreta da implantação do sistema de absorção.

### 3 MODELAGEM TEÓRICA

Esse capítulo trata da metodologia utilizada para obtenção dos resultados. Nas seções 3.1 e 3.2, desenvolvem-se, respectivamente, os balanços termodinâmicos dos ciclos de simples estágio e *GAX* (*Generator Absorber heat eXchange*), por motivos explicados na primeira seção deste capítulo.

Para simulação dos ciclos, trocadores de calor e dimensionamento da coluna de recheio, as equações foram implementadas no *EES* (*Engineering Equation Solver*). A escolha do software deve-se à facilidade do seu uso no sentido de que ele identifica e resolve as equações utilizando o método *Newton-Raphson* e possui uma extensa biblioteca de funções e propriedades matemáticas e termofísicas, incluindo as propriedades termodinâmicas da mistura água-amônia, obtidas pelas correlações propostas por Ibrahim e Klein (1993).

A seção 3.3 explicita alguns modelos e hipóteses envolvendo o dimensionamento dos trocadores de calor presentes no sistema. Na seção 3.4 encontra-se o modelo adotado para simulação e dimensionamento da coluna de recheio para retificação da mistura água-amônia.

Por fim, o modelo de avaliação de viabilidade econômica do sistema de refrigeração por absorção é desenvolvido no item 3.5. O algoritmo de cálculo fora implementado em *C* e utiliza as ferramentas apresentadas nas seções 2.3.2 e 3.5, além do método de *Newton-Raphson* para obtenção da TIR.

O programa utilizado (*EES*) permitiu também a utilização de uma ferramenta de otimização, que, para o caso de apenas um grau de liberdade, utiliza os métodos de busca por seção áurea (*Golden Section Search*) e o método de aproximação recursiva quadrática (*Recursive Quadratic Approximations*). Todavia, escolheu-se o primeiro, pois este se mostrou muito mais confiável, fornecendo resultados muito mais coerentes para cada otimização.

Esse método consiste em localizar dois pontos no interior da região de incerteza, tal que o intervalo eliminado em uma iteração tenha mesma proporção no intervalo total restante, não levando mais em consideração o tamanho do intervalo restante conforme nos métodos de busca anteriores (EDGAR E HIMMELBLAU, 1988).

Assim, a cada iteração, somente um novo ponto tem que ser calculado, visto que a localização de um dos pontos permanecerá na nova iteração juntamente com o resultado da avaliação objetivo para seu valor. O método chama-se busca por seção áurea, pois o intervalo é dividido em duas seções, cujo tamanho será definido através do número áureo (1,618033989). Esse método não será descrito em detalhes aqui, pois pode ser facilmente encontrado na literatura.

### 3.1 Simulação termodinâmica do ciclo de simples estágio

Como fora visto, inúmeras configurações são possíveis para projeto de um sistema de refrigeração por absorção. Obviamente, cada mudança no ciclo que envolva aumento de custo deve ser justificada pelo concomitante aumento da sua eficiência. Todavia, nem sempre a relação de eficiência energética entre diferentes ciclos são absolutas, pois deve se levar em conta os limites impostos pela aplicação para a qual o sistema será utilizado. Por isso, nos moldes do propósito de estudo desse trabalho, também será feita uma análise comparativa entre configurações semelhantes do ciclo de absorção comuns em aplicações industriais, a fim de se compará-los energeticamente.

Conforme mencionado anteriormente, a configuração mais utilizada em ciclos de refrigeração por absorção é a de simples estágio. Todavia, até mesmo nesse tipo, inúmeras são as possibilidades de se recuperar energia internamente através de configurações a fim de tornar o sistema mais eficiente. A mudança mais comum é a inserção de trocadores de calor em posições estratégicas. Por isso, será analisada, além da configuração escolhida para o ciclo simples estágio, duas derivações da mesma, baseadas na retirada de trocadores de calor.

O outro ciclo analisado é conhecido como *GAX (Generator Absorber heat eXchanger)* e é essencialmente um ciclo de simples estágio. No entanto, apresenta uma maior recuperação de energia interna, e, por isso, geralmente, apresenta magnitudes significativamente maiores de desempenho, comparado aos ciclos de simples estágio convencionais.

Inicialmente pretende-se tratar os sistemas como uma “caixa-preta” para que se facilite a definição de cada equipamento de acordo com a necessidade de cada estado representado no ciclo. Portanto, um balanço energético e de massa utilizando a termodinâmica clássica torna-se imprescindível.

Todos os modelos formulados levam em conta as seguintes hipóteses:

- As perdas de carga nas tubulações são desprezíveis;
- Não há variações de energia cinética e potencial, nem perdas de calor para o meio;
- A solução na fase líquida é incompressível;
- À saída do condensador, se obtém líquido saturado à temperatura de condensação;
- O líquido e vapor à saída do gerador estão em condições de saturação à temperatura do gerador;
- As correntes de líquido e vapor ao longo da coluna de destilação se encontram em condições de saturação;
- Considera-se que não há acumulação de água no evaporador;
- Operação em regime permanente.

O ciclo analisado envolve um condensador, evaporador, absorvedor, bomba, gerador acoplado com uma coluna de retificação, válvulas de expansão e trocadores de calor no intuito de se aumentar a eficiência do sistema. A Figura 3.1.1 mostra o sistema de simples estágio analisado no trabalho.

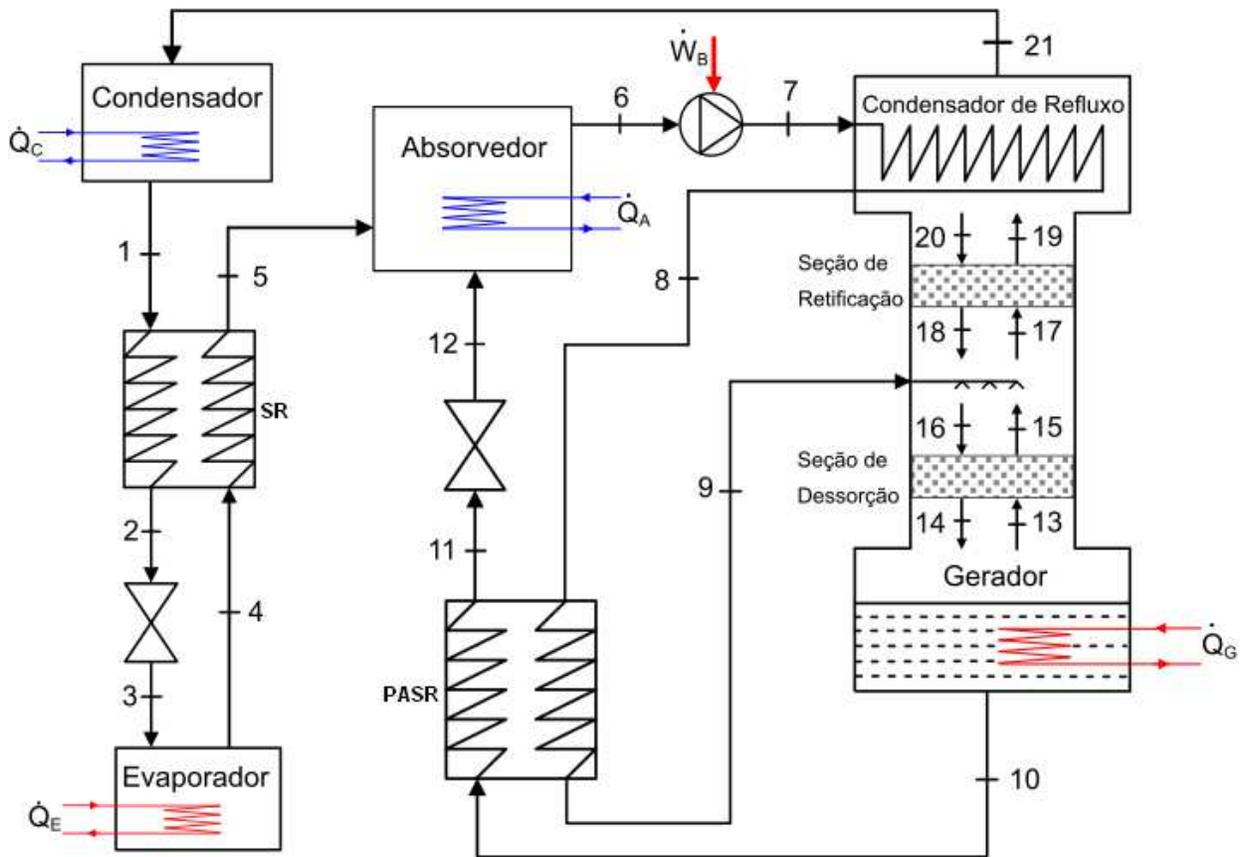


Figura 3.1.1: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio

Será considerada também a condição em regime permanente e as equações de balanço de massa, espécie e de energia são simplificadas pelas hipóteses consideradas (Equações 3.1.1, 3.1.2 e 3.1.3) e serão aplicadas para volumes de controle para cada equipamento. Como não se conhece a disposição física dos equipamentos, serão impostos valores típicos de perda de carga apenas nos equipamentos trocadores de calor.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (3.1.1)$$

$$\frac{dm \cdot x}{dt} = \sum_e \dot{m}_e \cdot x_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot x_s \quad (3.1.2)$$

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e \cdot h_e - \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s \quad (3.1.3)$$

As pressões de operação nos componentes do ciclo são determinadas pela concentração e temperatura do líquido saturado e do vapor no condensador e no evaporador, respectivamente. No entanto, estimativas iniciais válidas para esses valores podem ser obtidas pelas Equações 3.1.4 a 3.1.7, propostas por Bourseau e Bugarel (1986), que trazem as pressões de saturação da mistura em função da sua temperatura e concentração de amônia. O maior nível de pressão corresponde à temperatura de condensação  $T_C$  e o menor nível, para o absorvedor, corresponde à temperatura de saturação que se deseja no evaporador  $T_E$ . As equações são válidas para as unidades:  $P$  (kPa),  $T$  (K) e  $x$  (kg amônia/kg solução).

$$\log P_{alta} = A - \frac{B}{T_C} \quad (3.1.4)$$

$$\log P_{baixa} = A - \frac{B}{T_E} \quad (3.1.5)$$

$$A = 7,44 - 1,767 \cdot x + 0,9823 \cdot x^2 + 0,3627 \cdot x^3 \quad (3.1.6)$$

$$B = 2013,8 - 21,557 \cdot x + 1540,9 \cdot x^2 - 194,7 \cdot x^3 \quad (3.1.7)$$

A temperatura de condensação é um dos parâmetros de entrada para simulação do sistema e ela deverá ter um certo incremento sobre a temperatura ambiente (ou do estado de entrada fluido que recebe calor da mistura em fluxo).

$$T_{cond} = T_{amb} + \Delta T_{cond} \quad (3.1.8)$$

### 3.1.1 Conjunto gerador-retificador

No gerador acontece o aquecimento da solução rica de água-amônia. Esse equipamento geralmente é um trocador de calor casco e tubo, com o fluido de aquecimento passando dentro

dos tubos e a solução água-amônia no lado do casco. Assim, como a amônia possui um ponto de ebulição mais baixo que o da água, gera-se vapor a uma concentração bem maior em amônia.

Há duas maneiras de se remover com mais precisão a massa de água do vapor concentrado em amônia que sai do gerador. A primeira é a condensação parcial e a segunda envolve uma coluna com recheio com fluxos contracorrente. No primeiro, o vapor é resfriado para que uma pequena fração condense. Essa pequena fração, ou refluxo, contém uma quantidade significativa de água, o que deixa o vapor de saída mais concentrado. No segundo caso, uma coluna para retificação do vapor requer um refluxo líquido no topo da coluna, além do recheio interno que promove contato entre as correntes. Também é comum a união dos dois processos, como a coluna de recheio acoplada ao gerador e, no topo, uma serpentina de resfriamento, sendo ambos os processos responsáveis pela purificação do vapor em amônia (HEROLD *ET AL*, 1996).

Assim, para um recheio de pratos ou peças com disposição aleatória, a mistura na fase de vapor já mais concentrada em amônia sobe através da coluna e, através da área de contato criada pelo recheio, troca calor e massa com mistura diluída na fase líquida que desce. O propósito do recheio é, então, realizar o contato direto entre as soluções líquida e de vapor, no intuito de concentrar o vapor ascendente e diluir o condensado descendente.

A Figura 3.1.2 mostra o modelo de geração-retificação apresentado por Threlkeld (1970) e trata-se do gerador acoplado a uma coluna de retificação com uma serpentina de resfriamento no topo (ou condensador de refluxo).

Para a análise termodinâmica, à princípio, pode-se fazer um balanço de massa, considerando as hipóteses já mencionadas através de um volume de controle em uma seção aleatória da coluna (“a” e “b”), conforme mostra a Figura 3.1.3.

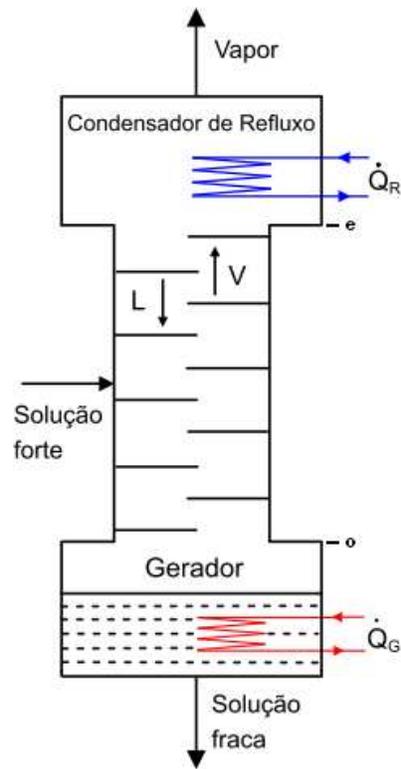


Figura 3.1.2: Conjunto gerador-coluna-condensador de refluxo e VC analisado

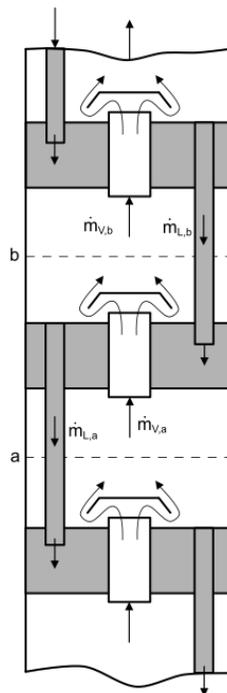


Figura 3.1.3: Diagrama esquemático de uma seção arbitrária da coluna de retificação

$$\dot{m}_{V,a} + \dot{m}_{L,b} = \dot{m}_{V,b} + \dot{m}_{L,a} \quad (3.1.9)$$

$$\dot{m}_{V,a} - \dot{m}_{L,a} = \dot{m}_{V,b} - \dot{m}_{L,b} \quad (3.1.10)$$

A Equação 3.1.10 pode ser aplicada a qualquer parte da coluna e os subscritos  $V$  e  $L$  valem para a mesma seção. Dessa forma, para o sistema de retificação (parte superior da Figura 3.1.2), aplicam-se os seguintes balanços de amônia e energia, sendo que o índice 21 refere-se à saída do refrigerante do sistema de retificação.

$$\dot{m}_V x_V - \dot{m}_L x_L = \dot{m}_{21} x_{21} \quad (3.1.11)$$

$$\dot{m}_V h_V - \dot{m}_L h_L = \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{Q}_R \quad (3.1.12)$$

Das equações 3.1.10 e 3.1.11, se obtém:

$$\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_{21}} = \frac{x_{21} - x_L}{x_V - x_L} \quad (3.1.13)$$

Finalmente, das equações 3.1.11 a 3.1.13:

$$\frac{x_{21} - x_L}{x_V - x_L} \cdot (h_V - h_L) = (h_{21} - h_L) + \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_{21}} \quad (3.1.14)$$

Para condições de regime permanente, é importante a visualização gráfica da equação 3.1.14, pois ela define uma reta no diagrama  $h-x$  (Figura 3.1.4). Com um projeto adequado de troca de calor no topo da coluna, essa equação deverá ser satisfeita para obtenção do estado desejado no ponto 21, que é do vapor de amônia mais puro possível em direção ao condensador.

Assim, para uma mesma seção da coluna, se forem traçadas retas que passam pelos pontos de líquido e vapor, que representam as mudanças de fase, elas se encontraram em um ponto comum, ou um pólo  $P_I$  (Figura 3.1.5).

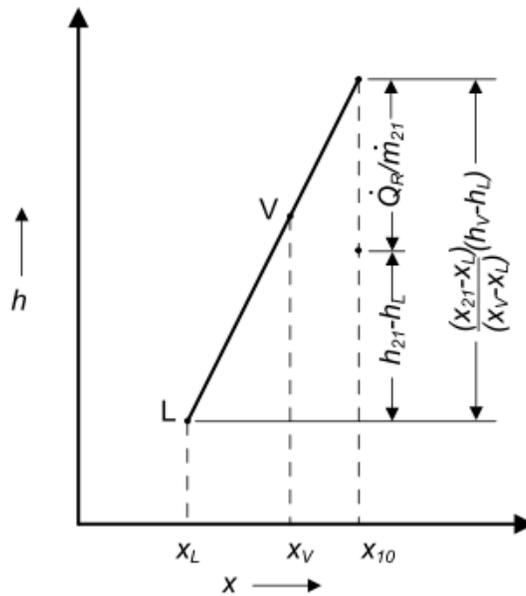


Figura 3.1.4: Visualização gráfica da Equação 3.1.14

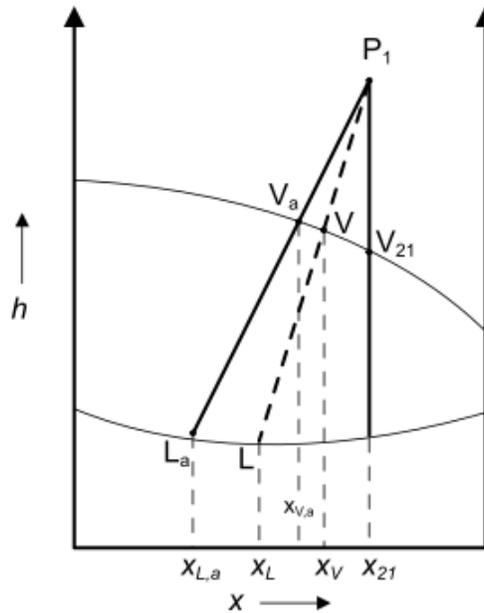


Figura 3.1.5: Representação gráfica das mudanças de fase em uma seção da coluna de retificação

Para entender o que acontece em uma seção da coluna, deve-se conhecer o processo de transferência de calor entre as fases líquida e de vapor. O vapor que passa pela seção deverá entrar em equilíbrio térmico com o líquido que passa pela seção  $a$ . Como o vapor em  $b$  está a uma maior temperatura, em uma linha de vapor saturado no diagrama  $h-x$ , esse estado de vapor, estaria à esquerda da intersecção dessa linha com uma linha isotérmica  $t_{L,a}$ .

Assim, para que a separação ocorra na coluna de retificação, o processo de mudança de fase em cada seção da coluna deve ser mais inclinado que a linha representante do processo isotérmico. Assim, o ponto de intersecção das linhas de mudança de fase deve estar alto o suficiente, considerando o ponto de transferência de calor em uma seção da coluna (Figura 3.1.6).

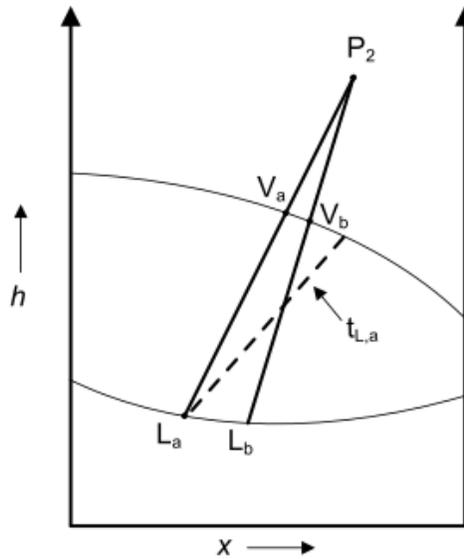


Figura 3.1.6: Processo de mudança de fase em cada seção da coluna

De forma semelhante, para a parte inferior da coluna, também pode ser demonstrado que, para qualquer parte da coluna, a Equação 3.1.15 se satisfaz.

$$\frac{x_V - x_{10}}{x_V - x_L} \cdot (h_V - h_L) = (h_V - h_{10}) + \frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_{10}} \quad (3.1.15)$$

Conforme já discutido com mais detalhes, o vapor proveniente do gerador passa pela coluna de retificação e sofre uma condensação parcial até a condição final, que consiste na concentração de amônia mais alta do ciclo.

Observando a Figura 3.1.7, o volume de controle analisado mostra o sistema de retificação composto pelo acoplamento entre o gerador e a coluna de retificação (dividida nas seções de dessorção e retificação) e o condensador de refluxo, discutido anteriormente. O vapor sai do

gerador na condição do estado 13. O vapor é concentrado ainda mais nas seções de dessorção e retificação e no condensador de refluxo até chegar à condição final em direção ao condensador (estado 21).

A solução rica proveniente do absorvedor (ponto 9) é misturada com o condensado proveniente da seção de retificação e essa mistura líquida é empobrecida (em amônia) na seção de dessorção, sendo que em qualquer seção da coluna o vapor ascendente é concentrado e o condensado descendente é diluído. Observando as hipóteses já mencionadas, obtêm-se os balanços termodinâmicos para o volume de controle envolvendo todo o sistema de retificação.

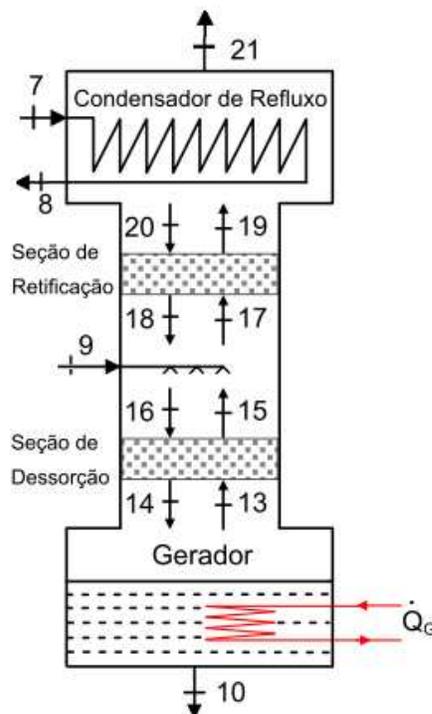


Figura 3.1.7: VC do conjunto gerador-coluna-condensador de refluxo

Balanço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{10} \quad (3.1.16)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot x_{14} = \dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (3.1.17)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{21} \quad (3.1.18)$$

$$\dot{m}_{19} \cdot x_{19} = \dot{m}_{20} \cdot x_{20} + \dot{m}_{21} \cdot x_{21} \quad (3.1.19)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.1.20)$$

$$x_7 = x_8 \quad (3.1.21)$$

Balanco Energético:

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{Q}_G = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (3.1.22)$$

$$\dot{m}_{19} \cdot h_{19} = \dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} + \dot{Q}_R \quad (3.1.23)$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.1.24)$$

Seção de dessorção:

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} \quad (3.1.25)$$

$$\dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{16} \cdot x_{16} = \dot{m}_{14} \cdot x_{14} + \dot{m}_{15} \cdot x_{15} \quad (3.1.26)$$

$$\dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad (3.1.27)$$

Seção de retificação:

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} \quad (3.1.28)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot x_{17} + \dot{m}_{20} \cdot x_{20} = \dot{m}_{18} \cdot x_{18} + \dot{m}_{19} \cdot x_{19} \quad (3.1.29)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{20} \cdot h_{20} = \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} \quad (3.1.30)$$

Ponto de alimentação:

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{18} + \dot{m}_9 = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} \quad (3.1.31)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot x_{15} + \dot{m}_{18} \cdot x_{18} + \dot{m}_9 \cdot x_9 = \dot{m}_{16} \cdot x_{16} + \dot{m}_{17} \cdot x_{17} \quad (3.1.32)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} \quad (3.1.33)$$

Da combinação das equações de 3.1.16 a 3.1.24, se obtém para o balanço global do sistema gerador-retificador:

$$\frac{\left(h_{21} + \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_{21}}\right) - h_9}{x_{21} - x_9} = \frac{h_9 - \left(h_{10} + \frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_{10}}\right)}{x_9 - x_{10}} \quad (3.1.34)$$

Graficamente, pode-se observar que a equação 3.1.34 define também uma linha de operação entre dois pólos que passa pelo ponto que representa o estado 9 (Figura 3.1.8). Obviamente, os processos de mudança de fase dependem das taxas de transferência de calor de cada processo em particular. A Figura 3.1.9 mostra uma possibilidade.

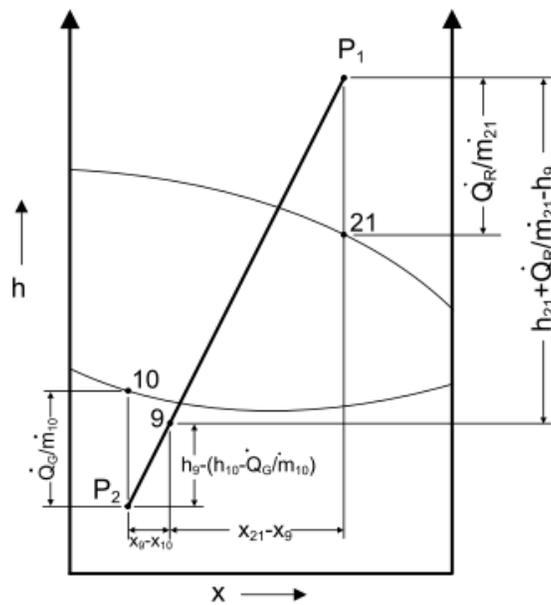


Figura 3.1.8: Linha de Operação entre dois Pólos

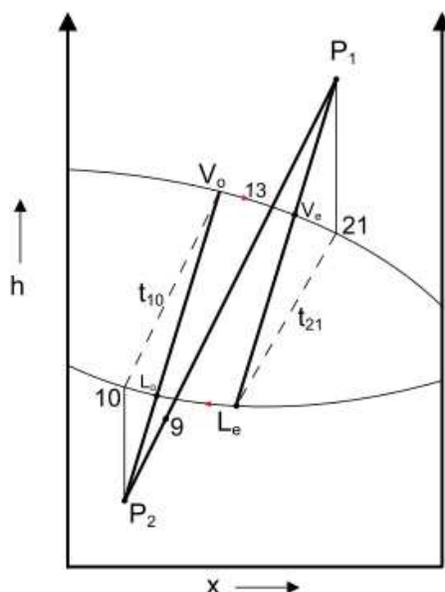


Figura 3.1.9: Processos no Gerador-Retificador que envolvem Mudança de Fase

Considera-se que o vapor que deixa o gerador ( $V_o$ ) está em equilíbrio com a solução pobre (ponto 10) e o estado do condensado ( $L_o$ ) que chega ao gerador proveniente da coluna de retificação é observado no diagrama  $h-x$  pela intersecção da linha de operação  $\overline{P_2V_o}$  com a linha de líquido saturado.

Bosnjakovic (1930) mostrou que quanto mais próximo estiver o ponto em que o vapor deixa a seção de exaustão (ponto 13) da intersecção da linha de vapor saturado com a linha  $\overline{P_1P_2}$ , menos pratos serão necessários no processo de retificação.

Se se considerar que o condensado que volta à parte superior da coluna de retificação ( $L_e$ ) estiver em equilíbrio com o vapor no estado 21, de forma semelhante ao raciocínio anterior, a retificação será otimizada quanto mais próximo esse estado estiver da linha de operação  $\overline{P_1P_2}$ .

A linha de operação  $\overline{P_1P_2}$  define a demanda energética do gerador ( $\dot{Q}_G / \dot{m}_{10}$ ) e do topo da coluna de retificação ( $\dot{Q}_R / \dot{m}_{21}$ ) para determinados valores de  $x_{10}$  e  $x_{21}$ . Entretanto, a posição dos pólos  $P_1$  e  $P_2$  sempre deverá ser tal que todas as linhas de operação estejam mais inclinadas que as regiões isotérmicas da mistura para cada seção da coluna. Assim, considera-se que todas as correntes de vapor e líquido presentes na coluna, assim como o fluxo que sai do condensador de refluxo (ponto 21), estão saturados.

Propriedades dos pontos principais:

$$T_9 = T(P_9, x_9, h_9)$$

$$T_{10} = T_{sat}(P_{10}, x_{10})$$

$$h_{10} = h_f(P_{10}, x_{10})$$

$$T_{21} = T_{sat}(P_{21}, x_{21})$$

$$h_{21} = h_g(P_{21}, x_{21})$$

Alguns parâmetros também são úteis para se avaliar o desempenho da coluna. Ainda na análise termodinâmica, comumente, utiliza-se a eficiência do estágio de destilação segundo Murphree (1925), que indica o enriquecimento em amônia da fase de vapor obtido em relação ao máximo enriquecimento possível que seria obtido se a corrente de vapor estivesse em equilíbrio com a corrente de líquido de entrada (ou o empobrecimento real da corrente líquida em relação ao seu empobrecimento ideal). Respectivamente, mostra-se sua definição para as seções de dessorção e retificação.

$$\eta_{des} = \frac{x_{15} - x_{13}}{x_{[T_{15}=T_{16}]} - x_{13}} \quad (3.1.35)$$

$$\eta_{ret} = \frac{x_{20} - x_{18}}{x_{20} - x_{[T_{18}=T_{17}]}} \quad (3.1.36)$$

### 3.1.2 Absorvedor

No absorvedor, acontece a absorção do vapor de amônia a baixa pressão, que chega do evaporador, pela mistura diluída de água-amônia proveniente do fundo do gerador. Após o processo de absorção, que é exotérmico, a solução rica é então bombeada para o gerador, passando por três processos de transferência de calor.

O primeiro processo ocorre dentro do próprio absorvedor, onde é retirado calor a fim de compensar a entalpia de absorção. O segundo processo ocorre no condensador de refluxo, no topo da coluna de retificação, em que a solução rica resfria os vapores da mistura da saída da seção de retificação (ponto 19) e é parcialmente pré-aquecida. O terceiro processo é também um pré-aquecimento, onde essa solução rica recebe calor da corrente de solução pobre que sai do fundo do gerador (ponto 10) em direção à válvula de redução de pressão (11) e ao próprio absorvedor (12).

A finalidade, para o primeiro e terceiro processos, consiste no fato de que uma menor temperatura no absorvedor resulta em maior absorção da amônia. A corrente também auxilia no papel da retificação no topo da coluna. E, além disso, ao chegar com uma maior temperatura no gerador, será menor a demanda energética (térmica) para geração de vapor refrigerante, diminuindo o consumo da fonte de aquecimento do ciclo.

No processo ideal, a pressão do vapor no estado 5 corresponde à temperatura de saturação que se deseja no evaporador e esta é a pressão no absorvedor. Seguem os balanços termodinâmicos para o volume de controle que envolve o absorvedor do ciclo de simples estágio (Figura 3.1.10).

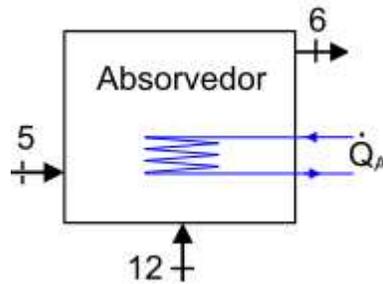


Figura 3.1.10: VC do absorvedor

Balanço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.1.37)$$

$$\dot{m}_{12} \cdot x_{12} + \dot{m}_5 \cdot x_5 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad (3.1.38)$$

Balanço Energético:

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (3.1.39)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$P_6 = P_{sat}(T_6, x_6)$$

$$h_6 = h_f(T_6, x_6)$$

$$T_5 = T(P_5, x_5, h_5)$$

### 3.1.3 Condensador

O condensador é o equipamento responsável pela liquefação do vapor de amônia que deixa o gerador, sem que ocorra variação da concentração dessa mistura. Nesse equacionamento, considera-se que o vapor chega ao estado de saturação e sai no estado de líquido saturado à pressão de condensação. O volume de controle analisado é mostrado na Figura 3.1.11.

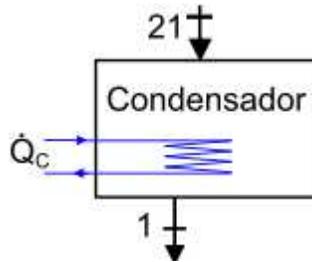


Figura 3.1.11: VC do condensador

Balanco de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_1 \quad (3.1.40)$$

$$x_{21} = x_1 \quad (3.1.41)$$

Balanco Energético:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{21} \cdot (h_{21} - h_1) \quad (3.1.42)$$

Propriedades de cada ponto:

$$P_1 = P_{sat}(T_1, x_1)$$

$$h_1 = h_f(T_1, x_1)$$

### 3.1.4 Evaporador

O volume de controle considerado para esse equipamento é mostrado na Figura 3.1.12. O refrigerante, depois de condensado, passa pela válvula de expansão e entra no evaporador com uma pequena parcela de vapor. Neste trabalho, não é objetivo a análise a fundo desse equipamento, pois, o sistema de absorção integrado no ambiente industrial analisado (abatedouro), poderia servir para resfriamento de ar de determinado ambiente, para produção de água gelada ou até gelo, possibilitando uso de diversos tipos de evaporadores, dependendo da necessidade.

Considera-se, no entanto, que tanto a vazão, quanto a concentração de amônia no refrigerante permanecem constante durante o processo. A pressão do ponto 4, que corresponde ao nível mais baixo, é obtida pela temperatura ( $T$ ), concentração ( $x$ ) e título ( $q$ ) do mesmo ponto.

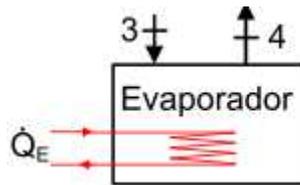


Figura 3.1.12: VC do evaporador

Balanco de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.1.43)$$

$$x_3 = x_4 \quad (3.1.44)$$

Balanço Energético:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.1.45)$$

Propriedades de cada ponto:

$$T_3 = T(P_3, x_3, h_3)$$

$$P_4 = P(T_4, x_4, q_4)$$

### 3.1.5 Pré-aquecedor de solução rica

Como o próprio nome sugere, o objetivo desse trocador é aquecer a solução rica em amônia que deixa o absorvedor em direção final ao gerador, com o objetivo de reduzir a necessidade de energia térmica no mesmo, e, concomitantemente, resfriar a solução pobre que deixa o gerador para que esta chegue à temperatura mais baixa possível no absorvedor, por motivos já explicados. Por isso, esse processo aumenta o *COP* do sistema. Observa-se o volume de controle considerado para esse equipamento na Figura 3.1.13.

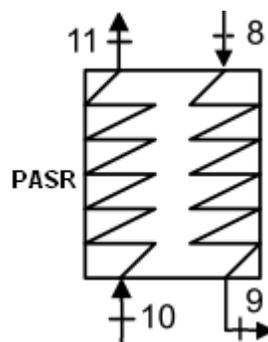


Figura 3.1.13: VC do Pré-aquecedor de solução rica

Balanço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.1.46)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3.1.47)$$

$$x_8 = x_9 \quad (3.1.48)$$

$$x_{10} = x_{11} \quad (3.1.49)$$

Balço Energético:

$$\dot{Q}_{PASR} = \dot{m}_8 \cdot (h_9 - h_8) \quad (3.1.50)$$

$$\dot{Q}_{PASR} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.1.51)$$

Efetividade do trocador:

$$\mathcal{E}_{PASR} = \frac{\dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11})}{\min \left[ \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{[T_{11}=T_8]}); \dot{m}_8 (h_{[T_9=T_{10}]} - h_8) \right]} \quad (3.1.52)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$T_8 = T(P_8, x_8, h_8)$$

$$T_9 = T(P_9, x_9, h_9)$$

$$T_{11} = T(P_{11}, x_{11}, h_{11})$$

### 3.1.6 Sub-resfriador

A função desse trocador de calor é resfriar a amônia condensada proveniente do condensador utilizando a energia do vapor de amônia proveniente do evaporador. Dessa forma, o efeito refrigerante da instalação é incrementado.

A princípio, essa aplicação poderia se tornar inviável, já que o vapor refrigerante chegará ao absorvedor com uma maior temperatura. No entanto, desde que o trocador e os estados sejam projetados e computados corretamente, o efeito líquido da inserção é positivo e resulta no aumento do desempenho do sistema. Seu volume de controle é apresentado na Figura 3.1.14.

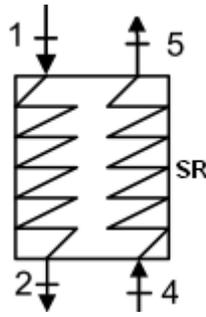


Figura 3.1.14: VC do Sub-resfriador

Balço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.1.53)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.1.54)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.1.55)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3.1.56)$$

Balço Energético:

$$\dot{Q}_{SR} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.1.57)$$

$$\dot{Q}_{SR} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (3.1.58)$$

Efetividade do trocador:

$$\mathcal{E}_{SR} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}{\min \left[ \dot{m}_1 (h_1 - h_{[T_2=T_4]}); \dot{m}_4 (h_{[T_5=T_1]} - h_4) \right]} \quad (3.1.59)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$T_1 = T(P_1, x_1, h_1)$$

$$T_2 = T(P_2, x_2, h_2)$$

$$T_5 = T(P_5, x_5, h_5)$$

### 3.1.7 Bomba

No sistema em estudo a bomba faz o papel de aumento de pressão do sistema e circula o fluido de trabalho pelo mesmo. Deve ser capaz de vencer a diferença de pressão entre o absorvedor e o condensador, somadas às resistências hidráulicas do circuito.

Conforme já discutido, a bomba é o ponto crítico do sistema de absorção, pois possui elementos em rotação, que, somado a ventiladores, são os únicos elementos rotativos no sistema de absorção. Por causa disso, é necessária uma maior manutenção e, não menos importante, isolamento adequado devido à toxicidade da amônia.

Esse equipamento é, conceitualmente, muito importante para esse trabalho, pois, também além dos ventiladores, é praticamente a única fonte considerável de consumo de energia elétrica, entretanto em baixíssima quantidade comparado ao consumo de compressores nos ciclos por compressão de vapor. O volume de controle é observado na Figura 3.1.15.

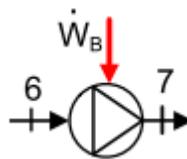


Figura 3.1.15: VC da bomba

Balanco de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.1.60)$$

$$x_6 = x_7 \quad (3.1.61)$$

Balanco Energético:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_6 \cdot (h_7 - h_6) = \frac{\dot{m}_6 \cdot v_6 \cdot (P_7 - P_6)}{\eta_B} \quad (3.1.62)$$

$$\eta_B = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (3.1.63)$$

### 3.1.8 Válvulas de expansão e redução de pressão

Os dispositivos de expansão são necessários para reduzir a pressão do fluido refrigerante e, conseqüentemente, reduzir sua temperatura de acordo com sua propriedade.

Considera-se assim que a concentração de amônia não varia, pelo fato de o processo ser praticamente adiabático, e a entalpia permanece constante. Geralmente, o estado final é uma mistura líquido-vapor. Portanto, para todas as válvulas de expansão e de redução de pressão presentes no circuito (Figura 3.1.16), consideram-se massa, concentração de amônia e entalpia constantes.

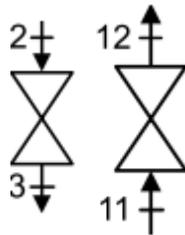


Figura 3.1.16: VC das válvulas

### 3.1.9 Coeficiente de desempenho do sistema

Para sistemas de refrigeração, a medida de desempenho é feita com a definição do parâmetro *COP* como a relação entre o efeito frigorífico do sistema e a energia total consumida. Um balanço termodinâmico no sistema mostra que:

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_E + \dot{W}_B = \dot{Q}_A + \dot{Q}_C \quad (3.1.64)$$

Além do sistema de bombeamento responsável pela elevação de pressão do sistema, o trabalho necessário para funcionamento no sistema inclui ventiladores, pequenas bombas,

dispositivos elétricos, etc, entretanto, desprezíveis quando comparados com o primeiro fator. Portanto, o *COP* é definido da seguinte maneira:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (3.1.65)$$

### 3.1.10 Variações possíveis da configuração de simples estágio

A título de comparação com o sistema adotado para simulação mostrado na Figura 3.1.1, configurações mais simples são propostas, em que, em cada há a ausência de um trocador de calor que antes era utilizado para aumentar a eficiência do ciclo. Esses ciclos são muito utilizados na prática por serem de menor custo, todavia, espera-se realizar uma análise quantitativa da perda de desempenho oriunda de um menor fator de recuperação energética interna devida à retirada dos equipamentos.

As Figuras 3.1.17 e 3.1.18 mostram, respectivamente, derivações do ciclo de simples estágio analisado (Figura 3.1.1), no entanto, sem o sub-resfriador e sem o pré-aquecedor de solução rica. No primeiro, retirou-se o trocador que seria responsável pelo resfriamento do líquido refrigerante proveniente do condensador. No segundo, o trocador que realizaria o (pré)aquecimento da solução rica proveniente do absorvedor.

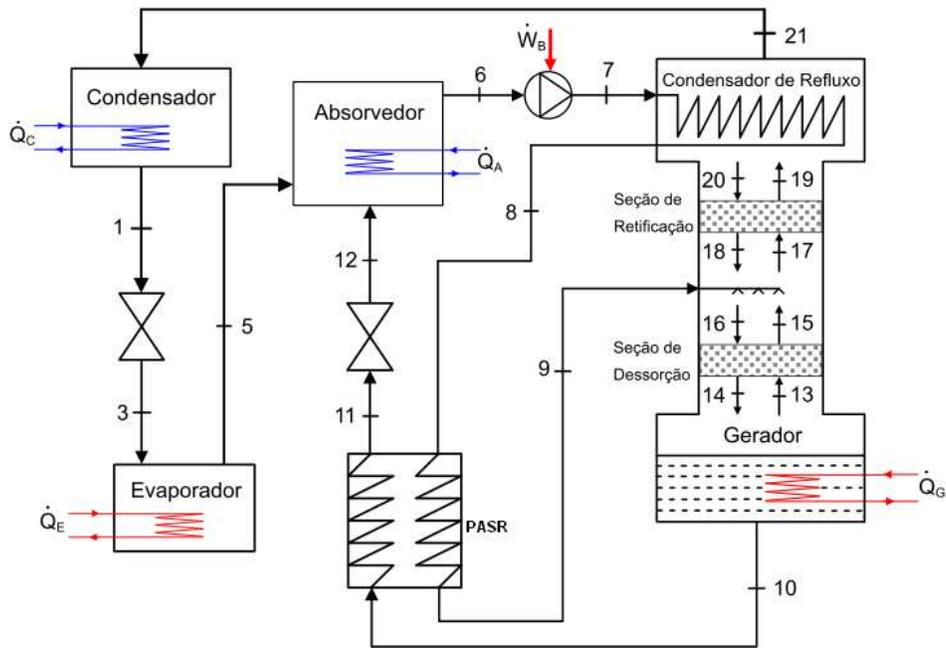


Figura 3.1.17: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio sem sub-resfriador

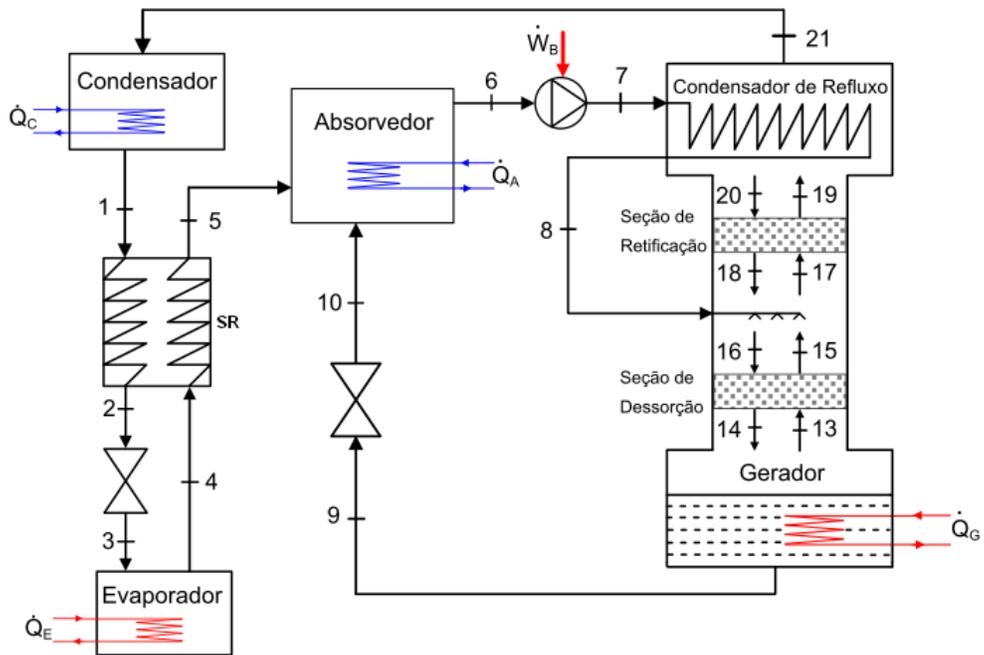


Figura 3.1.18: Diagrama esquemático do ciclo de simples estágio sem pré-aquecedor de solução rica

### 3.2 Simulação termodinâmica do ciclo *GAX* (*Generator Absorber heat eXchange*)

O ciclo *GAX* tem se tornado uma alternativa corrente para se alcançar maior desempenho com uma configuração que essencialmente se parece muito com o ciclo de simples estágio. Todavia, possui um potencial bem maior no campo industrial.

O ciclo *GAX* está interligado com o fato de que o sistema permite uma maior recuperação interna de energia. Para o ciclo de simples estágio, um trocador de calor (PASR) fazia o aquecimento da solução rica que vinha do absorvedor, no intuito de se precisar de menos energia térmica no gerador.

O conceito do *GAX* parte do mesmo princípio, porém o trocador de calor comum dá lugar ao trocador de calor *GAX*, responsável por uma transferência de calor mais direta da região de alta temperatura do absorvedor para a região de baixa temperatura do gerador, através de um ciclo secundário, resultando um significativo aumento de desempenho (HEROLD *ET AL*, 1996).

A Figura 3.2.1 mostra o ciclo *GAX* analisado. O equacionamento termodinâmico é feito partindo do princípio que o absorvedor pode ceder uma certa quantidade de calor ( $Q_{disp}$ ) que surge da diferença entre os estados 10 e 11, sendo que o ponto 11 é o estado no absorvedor que representa a menor temperatura no gerador. Concomitantemente, o gerador pode receber uma certa quantidade de calor ( $Q_{req}$ ) do absorvedor, que, teoricamente, está na diferença entre os estados 14 e 12, sendo que o ponto 12 é o estado no gerador que representa a maior temperatura no absorvedor.

Assim, como geralmente a quantidade de energia térmica fornecida pelo estado de maior temperatura do absorvedor é menor que o calor requerido pelo estado de menor temperatura do gerador, a recuperação interna de energia consiste nessa energia cedida pelo absorvedor, a qual é realizada através do ciclo secundário. Além disso, esse intervalo que potencializa a troca térmica está restrito pelo “*approach*” de temperatura entre os pontos 14 e 11 e entre 10 e 12.

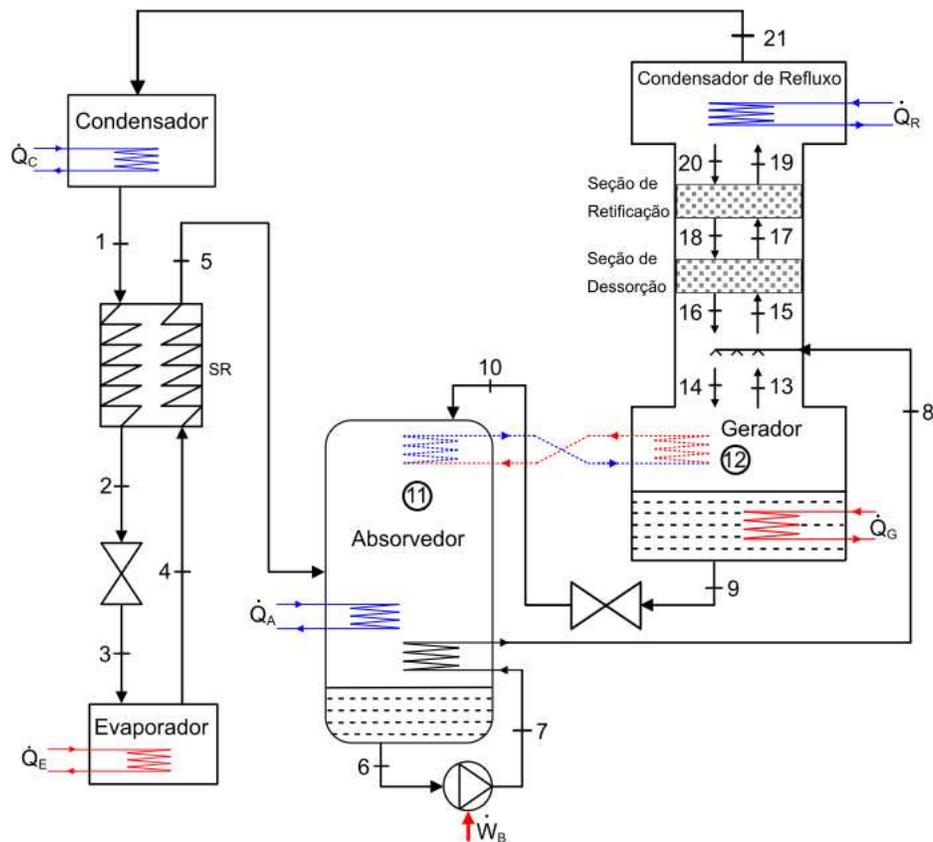


Figura 3.2.1: Diagrama Esquemático do ciclo GAX

Segue, assim, o equacionamento adotado para simulação do ciclo *GAX*, no entanto, discorrido de forma mais objetiva, já que a maioria dos elementos, comum nos dois ciclos, teve seu volume de controle e características analisados e discutidos com mais detalhes no item anterior.

### 3.2.1 Conjunto gerador-retificador

Os balanços termodinâmicos para o conjunto gerador-retificador do ciclo *GAX* são também semelhantes aos balanços para o ciclo simples estágio, no entanto, a alimentação da solução rica proveniente do absorvedor é feita na base coluna. Essa mudança foi necessária para que a corrente líquida chegasse ao gerador a uma temperatura mais baixa no intuito de criar a região

fria do gerador, permitindo a funcionalidade do conceito do trocador *GAX*. Além disso, essa mesma solução rica é pré-aquecida na região quente do próprio absorvedor.

Balanco de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_9 \quad (3.2.1)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot x_{14} = \dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{10} \cdot x_9 \quad (3.2.2)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} + \dot{m}_{21} \quad (3.2.3)$$

$$\dot{m}_{19} \cdot x_{19} = \dot{m}_{20} \cdot x_{20} + \dot{m}_{21} \cdot x_{21} \quad (3.2.4)$$

Balanco Energético:

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{Q}_{GTot} = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (3.2.5)$$

$$\dot{m}_{19} \cdot h_{19} = \dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} + \dot{Q}_R \quad (3.2.6)$$

Seção de dessorção:

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{18} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} \quad (3.2.7)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot x_{15} + \dot{m}_{18} \cdot x_{18} = \dot{m}_{16} \cdot x_{16} + \dot{m}_{17} \cdot x_{17} \quad (3.2.8)$$

$$\dot{m}_{15} \cdot h_{15} + \dot{m}_{18} \cdot h_{18} = \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} \quad (3.2.9)$$

Seção de retificação:

$$\dot{m}_{17} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} \quad (3.2.10)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot x_{17} + \dot{m}_{20} \cdot x_{20} = \dot{m}_{18} \cdot x_{18} + \dot{m}_{19} \cdot x_{19} \quad (3.2.11)$$

$$\dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_{20} \cdot h_{20} = \dot{m}_{18} \cdot h_{18} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} \quad (3.2.12)$$

Ponto de alimentação:

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{16} + \dot{m}_8 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} \quad (3.2.13)$$

$$\dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{16} \cdot x_{16} + \dot{m}_8 \cdot x_8 = \dot{m}_{14} \cdot x_{14} + \dot{m}_{15} \cdot x_{15} \quad (3.2.14)$$

$$\dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} \quad (3.2.15)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$T_8 = T(P_8, x_8, h_8)$$

$$T_9 = T_{sat}(P_9, x_9)$$

$$h_9 = h_f(P_9, x_9)$$

$$T_{21} = T_{sat}(P_{21}, x_{21})$$

$$h_{21} = h_g(P_{21}, x_{21})$$

### 3.2.2 Absorvedor

Balço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.2.16)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot x_{10} + \dot{m}_5 \cdot x_5 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad (3.2.17)$$

Balço Energético:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{Q}_{ATot} \quad (3.2.18)$$

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.2.19)$$

Recirculação:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.2.20)$$

$$x_7 = x_8 \quad (3.2.21)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$P_6 = P_{sat}(T_6, x_6)$$

$$h_6 = h_f(T_6, x_6)$$

$$T_5 = T(P_5, x_5, h_5)$$

### 3.2.3 GAXA (Trocador GAX na região do absorvedor)

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{11v} = \dot{m}_{11l} \quad (3.2.22)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot x_{10} + \dot{m}_{11v} \cdot x_{11v} = \dot{m}_{11l} \cdot x_{11l} \quad (3.2.23)$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{11v} \cdot h_{11v} = \dot{m}_{11l} \cdot h_{11l} + \dot{Q}_{disp} \quad (3.2.24)$$

$$T_{1l} = T_{14} + \Delta T_{Approach} \quad (3.2.25)$$

### 3.2.4 GAXG (Trocador GAX na região do gerador)

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_{12v} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{12l} \quad (3.2.26)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot x_{14} + \dot{m}_{12v} \cdot x_{12v} = \dot{m}_{13} \cdot x_{13} + \dot{m}_{12l} \cdot x_{12l} \quad (3.2.27)$$

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{12v} \cdot h_{12v} + \dot{Q}_{req} = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{m}_{12l} \cdot h_{12l} \quad (3.2.28)$$

$$T_{12} = T_{10} - \Delta T_{Approach} \quad (3.2.29)$$

### 3.2.5 Condensador

Balanco de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_1 \quad (3.2.30)$$

$$x_{21} = x_1 \quad (3.2.31)$$

Balanco Energético:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{21} \cdot (h_{21} - h_1) \quad (3.2.32)$$

Propriedades de cada ponto:

$$P_1 = P_{sat}(T_1, x_1)$$

$$h_1 = h_f(T_1, x_1)$$

### 3.2.6 Evaporador

Balço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.2.33)$$

$$x_3 = x_4 \quad (3.2.34)$$

Balço Energético:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_3 \cdot (h_4 - h_3) \quad (3.2.35)$$

Propriedades de cada ponto:

$$T_3 = T(P_3, x_3, h_3)$$

$$P_4 = P(T_4, x_4, q_4)$$

### 3.2.7 Sub-resfriador

Balço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.2.36)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.2.37)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.2.38)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3.2.39)$$

Balanço Energético:

$$\dot{Q}_{SR} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.2.40)$$

$$\dot{Q}_{SR} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (3.2.41)$$

Efetividade do trocador:

$$\varepsilon_{SR} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2)}{\min \left[ \dot{m}_1 (h_1 - h_{[T_2=T_4]}); \dot{m}_4 (h_{[T_5=T_1]} - h_4) \right]} \quad (3.2.42)$$

Propriedades dos pontos principais:

$$T_1 = T(P_1, x_1, h_1)$$

$$T_2 = T(P_2, x_2, h_2)$$

$$T_5 = T(P_5, x_5, h_5)$$

### 3.2.8 Bomba

Balanço de massa global e de amônia:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (3.2.43)$$

$$x_6 = x_7 \quad (3.2.44)$$

Balanço Energético:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_6 \cdot (h_7 - h_6) = \frac{\dot{m}_6 \cdot v_6 \cdot (P_7 - P_6)}{\eta_B} \quad (3.2.45)$$

$$\eta_B = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (3.2.46)$$

### 3.2.9 Válvula de expansão e redução de pressão

Para todas as válvulas de expansão e de redução de pressão presentes no circuito, assim como no ciclo de simples estágio, consideram-se massa, concentração de amônia e entalpia constantes.

### 3.2.10 Coeficiente de desempenho do sistema

O *COP* para o ciclo *GAX* é calculado da mesma forma como calculado para o ciclo simples estágio. No entanto, os valores de troca térmica considerados são calculados considerando a recuperação interna de energia, que é a vantagem do *GAX*.

Como visto no equacionamento, calcula-se o potencial térmico do absorvedor em ceder calor para o gerador ( $\dot{Q}_{disp}$ ) e o potencial térmico do gerador em receber calor do absorvedor ( $\dot{Q}_{req}$ ), sendo ambos obtidos pela diferença térmica entre a região quente do absorvedor e a região fria do gerador, como também já discutido. No entanto, uma rotina é feita para determinar se o calor requerido pelo gerador excede o calor disponível pelo absorvedor para, então, limitar a troca de calor.

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{GT} - \min[\dot{Q}_{req}, \dot{Q}_{disp}] \quad (3.2.47)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_{AT} - \min[\dot{Q}_{req}, \dot{Q}_{disp}] \quad (3.2.48)$$

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_E + \dot{W}_B = \dot{Q}_R + \dot{Q}_A + \dot{Q}_C \quad (3.2.49)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_B} \quad (3.2.50)$$

### 3.3 Dimensionamento dos equipamentos trocadores de calor

Nessa seção serão propostos alguns modelos e consideradas algumas hipóteses para um dimensionamento menos genérico do ciclo. As quedas de pressão nos dutos entre equipamentos e em válvulas não serão consideradas, haja vista que o objetivo principal não é o detalhamento físico do sistema, como comprimento de dutos e inserção de válvulas, mas um pré-dimensionamento de alguns equipamentos, principalmente os trocadores de calor.

#### 3.3.1 Pré-dimensionamento dos trocadores de calor

No balanço termodinâmico do ciclo, foi considerado que os equipamentos não perdem calor para o ambiente. Também como no caso dos trocadores, a transferência de calor ocorre exclusivamente entre os fluidos circulantes.

Para o pré-dimensionamento dos equipamentos trocadores de calor, predominantes no sistema, optou-se pelo método mais comum, da média logarítmica da diferença de temperatura ( $\Delta T_{lm}$ ) determinado a partir da taxa de troca de calor e as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio. Espera-se, então, obter a partir dos estados simulados pelos programas, o fator  $UA$  de cada equipamento, sendo “ $U$ ” o coeficiente global de transferência de calor e “ $A$ ” a área de troca térmica, que é a área superficial do feixe de tubos, podendo ser calculada por  $\pi DL$ .

A relação descrita com a taxa de troca de calor é mostrada na Equação 3.3.1 e a média logarítmica das temperaturas das correntes no trocador na Equação 3.3.2, sendo  $\Delta T_1 = (T_{q,e} - T_{f,s})$  e  $\Delta T_2 = (T_{q,s} - T_{f,e})$ , em que os subscritos “ $q$ ”, “ $f$ ”, “ $e$ ” e “ $s$ ” representam, respectivamente, quente, frio, entrada e saída.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.3.1)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.3.2)$$

### 3.3.1.1 Gerador

Para o sistema analisado, conforme proposta sua utilização no abatedouro, o fluido que fornecerá energia térmica para aquecimento da mistura água-amônia será o vapor a alta pressão produzido por caldeira.

Assim, considerando a troca de calor com a corrente de vapor e que os fluidos líquido e gasoso no gerador estão a uma temperatura de equilíbrio, que é a temperatura do gerador, pode-se achar o parâmetro  $UA$  do equipamento utilizando o método já apresentado. O raciocínio segue tanto para o ciclo de simples estágio (Figura 3.1.1), quanto para o  $GAX$  (Figura 3.2.1).

Para cálculo dos parâmetros  $UA$  das serpentinas do ciclo secundário que fazem parte do trocador de calor  $GAX$  (chamada  $GAXA$  na região do absorvedor e  $GAXG$  na região do gerador), as temperaturas do fluido em circulação foram estimadas através do Approach  $\Delta T_{ap}$ , já mencionado.

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{vapor} (h_{vapor,e} - h_{vapor,s}) \quad (3.3.3)$$

$$(UA)_{G;GAXG} = \frac{\dot{Q}}{\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (3.3.4)$$

*Ciclo Simples Estágio:*  $\dot{Q} = \dot{Q}_G$ ;  $\Delta T_1 = (T_{vapor,e} - T_{10})$  e  $\Delta T_2 = (T_{vapor,s} - T_{10})$ .

*GAX:*  $\dot{Q} = \dot{Q}_G$ ;  $\Delta T_1 = (T_{vapor,e} - T_9)$  e  $\Delta T_2 = (T_{vapor,s} - T_9)$ .

*GAXG:*  $\dot{Q} = \dot{Q}_{req}$ ;  $\Delta T_1 = (T_{10} - \Delta T_{ap}/2 - T_{12})$  e  $\Delta T_2 = (T_{11} + \Delta T_{ap}/2 - T_{14})$ .

### 3.3.1.2 Absorvedor

No absorvedor ocorre a reação exotérmica de absorção da amônia pela água. Assim, é necessária uma corrente de arrefecimento eficiente, pois uma alta temperatura nesse equipamento prejudica o desempenho do ciclo como um todo. Assim, propõe-se, como de costume, uma corrente de água, para retirada da energia térmica e favorecimento térmico do processo químico. No caso de um absorvedor evaporativo, pode-se considerar que  $T_{agua,e} = T_{agua,s}$ .

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{agua} (h_{agua,s} - h_{agua,e}) \quad (3.3.5)$$

$$(UA)_{A;GAXA;REC} = \frac{\dot{Q}}{\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (3.3.6)$$

$$\text{Ciclo Simples Estágio: } \dot{Q} = \dot{Q}_A; \Delta T_1 = (T_{12} - T_{agua,s}) \text{ e } \Delta T_2 = (T_6 - T_{agua,e}).$$

$$\text{GAX: } \dot{Q} = \dot{Q}_A; \Delta T_1 = (T_{10} - T_{agua,s}) \text{ e } \Delta T_2 = (T_6 - T_{agua,e}).$$

$$\text{GAXA: } \dot{Q} = \dot{Q}_{disp}; \Delta T_1 = (T_{10} - T_{12} + \Delta T_{ap}/2) \text{ e } \Delta T_2 = (T_{11} - T_{14} + 2\Delta T_{ap}).$$

$$\text{Recirculação: } \dot{Q} = \dot{Q}_{REC}; \Delta T_1 = (T_{11} - T_8) \text{ e } \Delta T_2 = (T_{11} - T_7).$$

### 3.3.1.3 Condensador

Os equipamentos para condensação do vapor de amônia, procedente do retificador, geralmente são condensadores evaporativos. Para essa simplificação, será considerada uma vazão de reposição constante e, portanto, uma vazão mássica total para retirada de energia térmica também constante.

Todavia, já que existe resfriamento e condensação, o método da diferença logarítmica de temperatura não pode ser utilizado para todo o trocador e, por isso, será calculado separadamente para essas duas etapas. Além disso, sendo um condensador evaporativo, considera-se a hipótese da Equação 3.3.7.

$$T_{\text{agua},e} = T_{\text{agua},s} = T_{\text{agua}} \quad (3.3.7)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{\text{resf}} + \dot{Q}_{\text{cond}} \quad (3.3.8)$$

$$(UA)_{\text{resf}} = \frac{\dot{Q}_{\text{resf}}}{\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (3.3.9)$$

$$(UA)_{\text{cond}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\Delta T_3} \quad (3.3.10)$$

*Ciclo Simples Estágio:*  $\Delta T_1 = (T_{21} - T_{\text{agua}})$ ,  $\Delta T_2 = (T_1 - T_{\text{agua}})$  e  $\Delta T_3 = (T_1 - T_{\text{agua}})$ .

*GAX:*  $\Delta T_1 = (T_{21} - T_{\text{agua}})$ ,  $\Delta T_2 = (T_1 - T_{\text{agua}})$  e  $\Delta T_3 = (T_1 - T_{\text{agua}})$ .

#### 3.3.1.4 Pré-aquecedor de solução rica

$$(UA)_{\text{PASR}} = \frac{\dot{Q}_{\text{PASR}}}{\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (3.3.11)$$

*Ciclo Simples Estágio:*  $\Delta T_1 = (T_{10} - T_9)$  e  $\Delta T_2 = (T_{11} - T_8)$ .

### 3.3.1.5 Sub-resfriador

$$(UA)_{SR} = \frac{\dot{Q}_{SR}}{\frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}} \quad (3.3.12)$$

*Ciclo Simples Estágio:*  $\Delta T_1 = (T_1 - T_5)$  e  $\Delta T_2 = (T_2 - T_4)$ .

*GAX:*  $\Delta T_1 = (T_1 - T_5)$  e  $\Delta T_2 = (T_2 - T_4)$ .

### 3.3.2 Coeficientes de transferência de calor

Utilizando o conceito de resistência térmica, como se vê na Figura 3.3.1, pode ser demonstrado que o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área de troca térmica, que é o inverso da resistência térmica total, incluindo condução e convecção, é calculado pela Equação 3.3.13. Sendo  $k$  a condutividade térmica do material do tubo em  $W/(m \cdot K)$  e  $L$  seu comprimento em metros, a resistência térmica é achada em  $K/W$ . Essa equação é utilizada para se estimar a área de troca térmica dos trocadores de calor juntamente com os coeficientes utilizados, expostos nas seções em sequência.

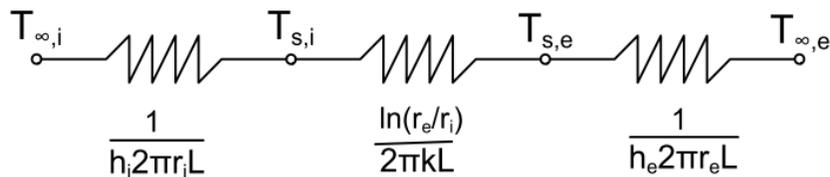


Figura 3.3.1: Metodologia básica de Resistência Térmica usada para um tubo circular

$$R_{Tot} = \frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} + \frac{R''_{f,int}}{A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi kL} + \frac{R''_{f,ext}}{A_{ext}} + \frac{1}{h_{ext} A_{ext}} \quad (3.3.13)$$

### 3.3.2.1 Trocadores de calor evaporativos

Como já mencionado, para sistemas de refrigeração de médio-grande porte, semelhantes ao sistema analisado neste trabalho, os equipamentos responsáveis pela retirada de calor do fluido em circulação geralmente têm seus papéis realizados por condensadores evaporativos.

No caso do abatedouro Extremo Sul, em Pelotas (RS), um dos únicos no Brasil que utilizam o sistema de absorção para refrigeração de todo o ambiente industrial, condensadores evaporativos são utilizados como os próprios **condensadores** do sistema e até como **absorvedores**, em que a mistura do vapor refrigerante proveniente do evaporador e da solução pobre proveniente do gerador se dá na entrada na serpentina do condensador evaporativo, conforme mostra a Figura 3.3.2.

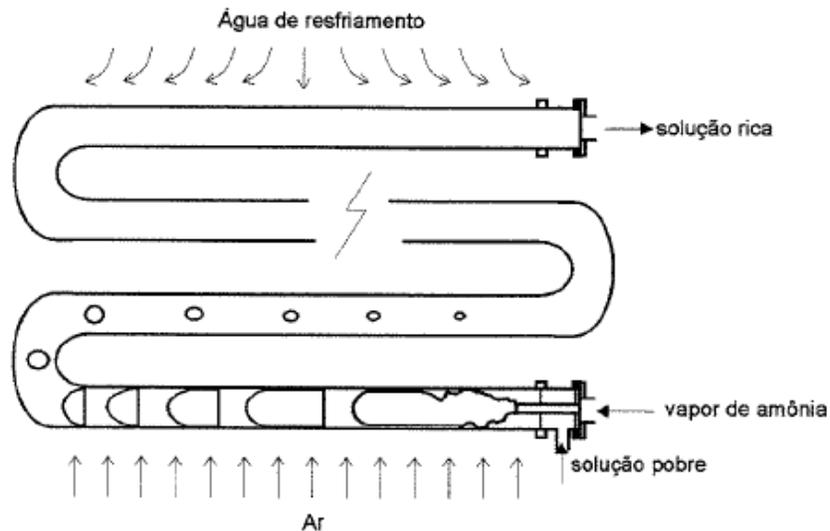


Figura 3.3.2: Serpentina de condensador evaporativo como absorvedor de borbulha horizontal (PRATTS, 2002)

Portanto, as correlações apresentadas a seguir são de grande utilidade e permitem um dimensionamento desse equipamento a fim de se estimar a área de troca necessária para concretização do efeito térmico. A Figura 3.3.3 mostra um condensador evaporativo típico comumente utilizado nos sistemas de refrigeração industriais.

Externamente à serpentina levando a solução concentrada de amônia passam, em contracorrente, um fluxo de ar ascendente e um fluxo de água descendente, que é recirculado. Deve haver, então, a reposição de água, pois parte dela foi evaporada pela energia térmica do ar, que sai então no estado saturado. A vantagem é que esse processo permite a operação com temperaturas de condensação mais baixas que os outros tipos de condensadores.

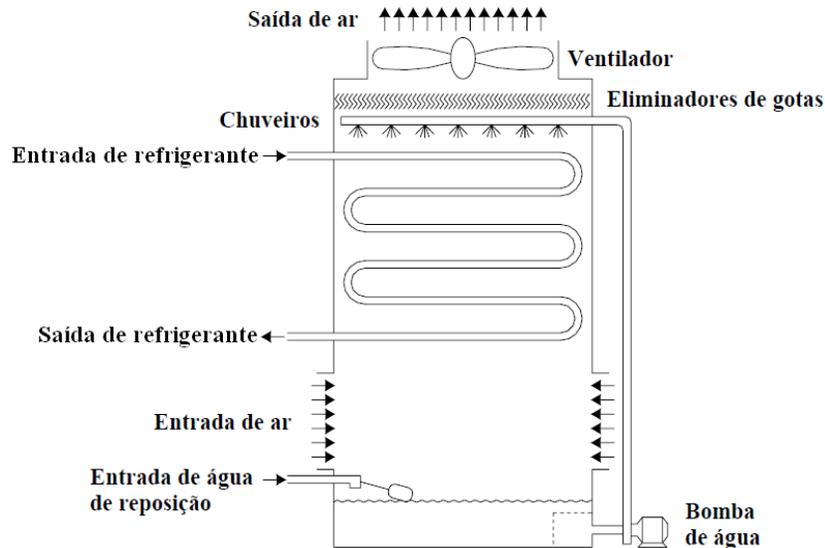


Figura 3.3.3: Esquema de um condensador evaporativo comum em sistemas industriais (DANIELI ET AL, 2006)

Assim, para que a Equação 3.3.13 seja utilizada, deve haver o cálculo dos coeficientes de transferência de calor. O coeficiente pelicular externo para o filme d'água é determinado pela Equação 3.3.14 válida para  $1,36 < (\Gamma / D_0) < 3$ , de acordo com Peterson *et al* (1988).

$$h_{ext} = (982 + 15,58 \cdot T_w) \cdot \left( \frac{\Gamma}{D_0} \right)^{1/3} \quad (3.3.14)$$

A variável  $\Gamma$  representa o fluxo do filme de água por unidade de longitude de tubo e é calculado pela Equação 3.3.15, em que  $\dot{m}_w$  representa a vazão mássica de água,  $l_t$  o comprimento do tubo e  $n_c$  o número de tubos por coluna.

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w}{n_c \cdot l_t} \quad (3.3.15)$$

Outra correlação para o cálculo do coeficiente na parte externa dos tubos é dada por Parker e Treybal (1959), conforme mostra a Equação 3.3.16, em que  $T_{fw}$  representa a temperatura de filme da água e pode ser calculado pela Equação 3.3.17, no caso do ciclo de simples estágio, e  $F_{AG}$  o fator de ajuste, cujo melhor valor obtido foi de 0,1906 no trabalho experimental de Nakalski (2007).

$$h_{ext} = 17,15 \cdot F_{AG} \cdot \left( \frac{\Gamma}{4 \cdot D_e} \right)^{1/3} \cdot \left[ 1 + 0,0123 \cdot (T_{fw} - 273) \cdot \frac{9}{5} + 32 \right] \quad (3.3.16)$$

$$T_{fw} = \frac{T_{21} + T_1 + T_{ar,e} + T_{ar,s}}{4} \quad (3.3.17)$$

Para cálculo do coeficiente de transferência de calor na região do escoamento interno, a Equação 3.3.18 (PARKER E TREYBAL, 1959) é utilizada para cálculo do coeficiente de transferência de calor nessa região. Nela,  $g$  é a aceleração da gravidade em  $m/s^2$ ;  $\rho$  é a densidade do refrigerante em  $kg/m^3$ ;  $k$  é a condutividade térmica do refrigerante em  $W/(m \cdot K)$ ;  $\eta$  a viscosidade dinâmica do refrigerante em  $Ns/m^2$ ;  $T_{af}$  é a temperatura de condensação à pressão de saída em  $K$ . Por fim, os subscritos  $l$  e  $v$  representam as condições de líquido e vapor saturado, respectivamente. As variáveis  $T_s$  e  $h'_{lv}$  são obtidas pelas Equações 3.3.19 e 3.3.20, respectivamente.

$$h_{\text{int}} = 0,555 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{\eta_l \cdot (T_{af} - T_s) \cdot D_i} \right]^{1/4} \quad (3.3.18)$$

$$T_s = \frac{T_{wr} + T_{wb}}{2} \quad (3.3.19)$$

$$h'_{lv} = h_{lv} + \frac{3}{8} \cdot c_{p,l} \cdot (T_{af} - T_s) \quad (3.3.20)$$

Nas duas últimas equações, os parâmetros  $T_{wr}$ ,  $T_{wb}$ ,  $h_{lv}$  e  $c_{p,l}$  representam, respectivamente as temperaturas da água de reposição e de bacia (K), entalpia de vaporização em J/kg e calor específico do líquido em J/(kg · K).

Ainda para o escoamento interno, também pode ser utilizada a correlação de Shah (1979), dada pelas Equações 3.3.21 e 3.3.22, sendo que o número de Nusselt  $Nu_l$  pode ser calculado pela Equação 3.3.23, de Dittus-Boelter (INCROPERA E DEWITT, 1996) para escoamentos turbulentos.

$$h_{\text{int}} = \frac{Nu(x) \cdot k_f}{D_i} \quad (3.3.21)$$

$$Nu(x) = Nu_l \cdot \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{\text{Pr}^{0,38}} \right] \quad (3.3.22)$$

$$Nu_l = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,3} \quad (3.3.23)$$

### 3.3.2.2 Trocadores de calor casco e tubo

Outro tipo de trocador comumente utilizado nos sistemas de médio-grande porte é o trocador de calor casco-tubo (ou feixe tubular e carcaça). Para o gerador, conforme mencionado, o fluido de aquecimento é o vapor d'água a alta pressão, entretanto é comum o uso de gases de combustão ou outros fluidos com temperaturas relativamente altas. Nesse caso, o vapor, que é o

fluido de aquecimento, passa dentro dos tubos, aquecendo a solução líquida no lado da carcaça. Uma vez que a amônia possui um ponto de ebulição mais baixo que o da água, nesse equipamento já acontece a primeira etapa da separação dessas substâncias a fim de se purificar o agente refrigerante.

Os trocadores intitulados pré-aquecedor de solução rica (PASR) e sub-resfriador (SR) também podem ser projetados como trocadores casco e tubo, ainda pensando nos ciclos de médio-grande porte. Para o primeiro, considerou-se que a solução pobre proveniente do gerador passa dentro dos tubos, enquanto que a solução rica proveniente do absorvedor fica no lado do casco. No caso do sub-resfriador, o vapor refrigerante proveniente do evaporador fica no lado da carcaça, enquanto que o refrigerante condensado passa pela serpentina de tubos.

As correlações a seguir, foram, então, utilizadas para cálculo dos coeficientes de transferência de calor que são necessários para uma estimativa física inicial desses equipamentos mediante o efeito térmico desejado.

A Equação 3.3.24 calcula o coeficiente de troca térmica na ebulição segundo Kreith e Bohn (2001), sendo que  $G_t$  é a velocidade mássica através dos tubos em  $kg/(m^2s)$  e pode ser calculada pela Equação 3.3.25, sendo  $n_t$  o número de tubos por passe. Tendo sido os demais parâmetros previamente definidos, o cálculo do número de Prandtl é mostrado na Equação 3.3.26.

$$h_{ext} = 0,06 \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,28} \cdot \left( \frac{D_e \cdot G \cdot x}{\eta_l} \right)^{0,87} \text{Pr}_l^{0,4} \cdot \frac{k_l}{D_i} \quad (3.3.24)$$

$$G = \frac{4 \cdot \dot{m}}{n_t \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad (3.3.25)$$

$$\text{Pr}_l = \frac{c_{p,l} \cdot \eta_l}{k_l} \quad (3.3.26)$$

Segundo Perry e Green (1984), a correlação de McNelly, na forma adimensional, representada pela Equação 3.3.27, pode ser utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em evaporação nucleada. Nela, as variáveis  $Q''$ ,  $P$  e  $\sigma$  representam,

respectivamente, o fluxo de calor por unidade de área em  $W/m^2$ , a pressão em  $Pa$  e a tensão superficial em  $N/m$ . O cálculo do número de Prandtl é feito como mostra a Equação 3.3.26.

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} \cdot D_e}{k_f} = 0,225 \cdot Pr^{0,69} \left( \frac{Q'' \cdot D_e}{A \cdot \eta_l \cdot h_{lv}} \right)^{0,69} \cdot \left( \frac{P \cdot D_e}{\sigma_l} \right)^{0,31} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right)^{0,33} \quad (3.3.27)$$

Para a solução rica, a correlação representada pela Equação 3.3.28 é utilizada para cálculo do coeficiente de transferência de calor na região externa (KREITH E BOHN, 2001). A velocidade, o número de Reynolds e Prandtl para a solução são calculados segundo as relações subsequentes.

$$h_{ext} = 0,023 \cdot c_{p,s} \cdot \rho_s \cdot V_s \cdot Re_s^{-0,2} \cdot Pr_s^{-0,667} \quad (3.3.28)$$

$$V_s = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho_s \cdot \pi \cdot D_e} \quad (3.3.29)$$

$$Re_s = \frac{\rho_s \cdot V_s \cdot D_e}{\eta_s} \quad (3.3.30)$$

$$Pr_s = \frac{c_{p,s} \cdot \eta_s}{k_s} \quad (3.3.31)$$

Na região interna, o coeficiente de troca térmica para a solução pobre é calculado pela correlação apresentada pela Equação 3.3.32 presente em Incropera e DeWitt (1996), válida para  $0,7 \leq Pr_s \leq 160$ ,  $Re_s \geq 10.000$  e  $L/D \geq 10$ . Os números de Reynolds e Prandtl podem ser calculados conforme as Equações 3.3.29 a 3.3.31, todavia, trocando  $D_e$  por  $D_i$ .

$$h_{int} = 0,023 \cdot \frac{k_s}{D_i} \cdot Re_s^{0,8} \cdot Pr_s^{0,3} \quad (3.3.32)$$

Para as correntes líquidas e escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, o coeficiente de troca térmica também pode ser calculado pela correlação proposta por Gnielinski (1976), conforme mostra a Equação 3.3.33, válida para  $0,5 < Pr < 2000$  e  $3000 < Re_D < 5 \times 10^6$ .

$$Nu_{\text{int}} = \frac{h_{\text{int}} \cdot D_i}{k_f} = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.3.33)$$

A variável  $f$  representa o fator de atrito. Para seu cálculo, diversas relações foram propostas para escoamento interno. A correlação clássica de Prandtl, Kármán e Nikuradse (KAKAC ET AL, 1987), para  $4 \times 10^3 < Re_D < 10^7$ , é mostrada abaixo.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,7372 \cdot \ln(Re_D \cdot \sqrt{f}) - 0,3946 \quad (3.3.34)$$

A correlação utilizada, no entanto, é a de Churchill (1977), que utiliza a rugosidade  $R$  da superfície interna, apresentada a seguir.

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re_D} \right)^{12} + \left[ \left( 2,457 \cdot \ln \left( \frac{1}{\left( \frac{7}{Re_D} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot R} \right) \right)^{16} + \left( \frac{37530}{Re_D} \right)^{16} \right]^{-1,5} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (3.3.35)$$

O número de Reynolds, para tubo circular, é calculado conforme se desenvolve a relação representada pela Equação 3.3.36, sendo  $u_m$  a velocidade média do fluido sobre a seção transversal do tubo.

$$Re_D = \frac{\rho_f u_m D_i}{\eta_f} = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i \eta_f} \quad (3.3.36)$$

### 3.4 Dimensionamento da coluna de recheio para retificação do agente refrigerante

O modelo adotado para dimensionamento da coluna de retificação é baseado nas teorias já apresentadas e fora aplicado por Sieres (2005), Sieres *et al* (2005) e Fernández-Seara *et al* (2001, 2002, 2003a, 2005). A coluna funciona de forma adiabática e levam-se em consideração os processos simultâneos de transferência de massa entre a corrente líquida e de vapor em contracorrente na coluna, promovidos pelo recheio, que se baseiam na aplicação de balanços de massa e equações de transferência de massa em um elemento diferencial da coluna.

Para construção de um modelo teórico relativamente simples, mas que leve em conta os princípios de transferência e conservação de massa e energia, deve-se partir de um volume de controle diferencial genérico, mas que envolva as fases líquida e de vapor e a interface entre ambas (Figura 3.4.1).

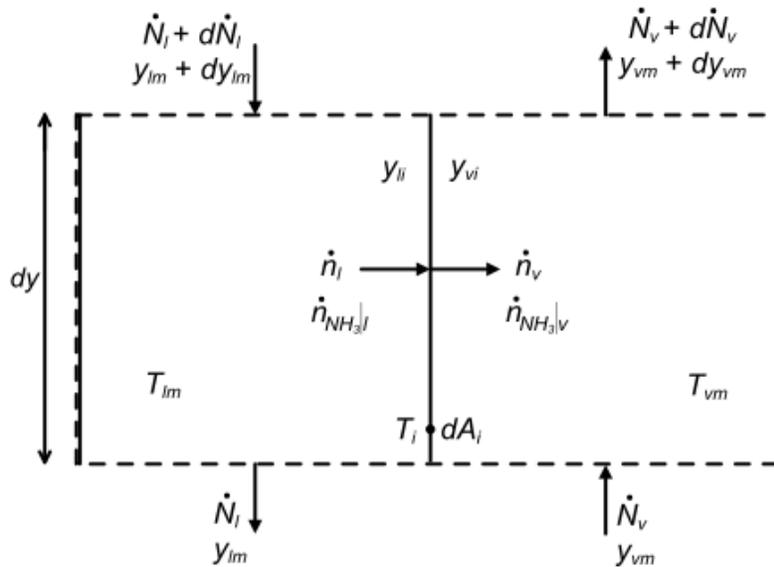


Figura 3.4.1: Elemento diferencial genérico de uma seção da coluna de altura  $dy$

Conforme apresentado nas teorias de Lewis e Whitman (1924) e a teoria do filme (ANEXO B), considera-se que a resistência à transferência de massa está confinada em um pequeno filme na vizinhança da interface líquido-vapor.

O elemento diferencial considerado, conforme mencionado, representa uma seção da coluna de recheio de altura diferencial  $dy$ . A transferência de massa da amônia da fase líquida para a fase de vapor, passando pela interface líquido-vapor, é descrita pelas Equações 3.4.1 a 3.4.5. Primeiramente, as seguintes considerações são feitas em busca de uma menor complexidade:

- Considera-se regime permanente e fluxo unidirecional;
- Perdas consideradas desprezíveis: por energia cinética e potencial, por radiação e perdas de carga;
- Não há reações químicas, sendo que o número total de moles se conserva;
- A área de transferência de massa entre as fases líquida e de vapor são iguais;
- A fase líquida e de vapor se encontram em condições de saturação;
- Considera-se válida a teoria de Lewis e Whitman (1924), da resistência nula na interface líquido-vapor, e a teoria do filme (BIRD *ET AL*, 1960; TREYBAL, 1980), em que a resistência à transferência de massa está confinada em um pequeno filme na vizinhança da interface;
- Considera-se que a resistência à transferência de massa na fase de vapor é a que governa todo o processo de transferência de massa na coluna (FERNÁNDEZ-SEARA *ET AL*, 2002). Assim, a diferença das concentrações molares, que é a força motriz à transferência de massa, é preponderante na fase de vapor.

Conforme fora dito, a transferência de massa que ocorre na interface se deve à difusão molecular e à existência do movimento da matéria (convecção) através dela. O fluxo molar de amônia transferido da interface até a fase de vapor e da fase líquida até a interface pode ser obtido, respectivamente, mediante as Equações 3.4.1 e 3.4.2.

$$\dot{n}_{NH_3v} = F_v \cdot z \cdot \ln\left(\frac{z - y_{vm}}{z - y_{vi}}\right) \quad (3.4.1)$$

$$\dot{n}_{NH_3l} = F_l \cdot z \cdot \ln\left(\frac{z - y_{li}}{z - y_{lm}}\right) \quad (3.4.2)$$

Nessas equações,  $z$  é a relação entre o fluxo molar de amônia e o fluxo molar total (Equação 3.4.3) e  $y$ , como já definido, é a fração molar de amônia na fase considerada. A exigência de continuidade na interface líquido-vapor implica que os fluxos molares devem ser iguais, como mostra as Equações 3.4.4 e 3.4.5.

$$z = \frac{\dot{n}_{NH_3}}{\dot{n}} = \frac{\dot{n}_{NH_3}}{\dot{n}_{NH_3} + \dot{n}_{H_2O}} \quad (3.4.3)$$

$$\dot{n}_{NH_3l} = \dot{n}_{NH_3v} = \dot{n}_{NH_3} \quad (3.4.4)$$

$$\dot{n}_l = \dot{n}_v = \dot{n} \quad (3.4.5)$$

Conforme mencionado nas hipóteses, a resistência na interface líquido-vapor é nula, o que significa que as concentrações na interface são as concentrações de equilíbrio à temperatura e pressão na interface ( $p_i, T_i$ ). Assim, têm-se as Equações 3.4.6 e 3.4.7.

$$y_{li} = f_{l,sat}(p_i, T_i) \quad (3.4.6)$$

$$y_{vi} = f_{v,sat}(p_i, T_i) \quad (3.4.7)$$

Na coluna de recheio, a área de transferência de massa da fase líquida para a fase de vapor é determinada pelo parâmetro  $a_{ef}$ , que é a área efetiva de transferência de massa por unidade de volume da coluna. O conhecimento do seu valor é de extrema importância para se determinar a eficiência de um determinado recheio. Apesar de ter certa relação com a área específica do recheio ( $a_p$ ), seus valores são diferentes.

A área efetiva de transferência de massa ( $a_{ef}$ ) é medida experimentalmente, mas com grande dificuldade, pois, além da presença de líquido na superfície do recheio, há também gotejamentos e bolhas de gás, ou seja, há grande complexidade física para medição direta do parâmetro. Neste trabalho.

Assim, devido à dificuldade de separar os efeitos, geralmente se utiliza o *coeficiente volumétrico de transferência de massa* como parâmetro base, que é o produto do coeficiente de

transferência de massa e da área efetiva de transferência de massa ( $F \cdot a_{ef}$ ). Neste trabalho, o cálculo desse parâmetro fora feito conforme mostrado no fim desta seção.

Assim, a área diferencial de troca é dada pela Equação 3.4.8, em que  $d_c$  é o diâmetro interno da coluna de recheio,  $\dot{L}$  e  $\dot{V}$  são os fluxos superficiais de líquido e vapor, respectivamente, definidos pelas Equações 3.4.9 e 3.4.10, nas quais  $\dot{N}_l$  e  $\dot{N}_v$  são as vazões molares de líquido e vapor, respectivamente.

$$dA_i = \frac{a_{ef} \cdot \pi \cdot d_c^2}{4} \cdot dy \quad (3.4.8)$$

$$\dot{L} = \frac{4 \cdot \dot{N}_l}{\pi \cdot d_c^2} \quad (3.4.9)$$

$$\dot{V} = \frac{4 \cdot \dot{N}_v}{\pi \cdot d_c^2} \quad (3.4.10)$$

De acordo com o elemento diferencial adotado (Figura 3.4.1), pode-se fazer balanços de massa e espécie, modificando-os através das definições prévias.

$$d\dot{N}_v = \dot{n} \cdot dA_i \rightarrow d\dot{V} = \dot{n} \cdot a_{ef} \cdot dy \quad (3.4.11)$$

$$d(\dot{N}_v \cdot y_{vm}) = \dot{n}_{NH_3} \cdot dA_i \rightarrow d(\dot{V} \cdot y_{vm}) = \dot{n}_{NH_3} \cdot a_{ef} \cdot dy \quad (3.4.12)$$

$$d\dot{N}_v - d\dot{N}_l = 0 \rightarrow d\dot{V} = d\dot{L} \quad (3.4.13)$$

$$d(\dot{N}_v \cdot y_{vm}) - d(\dot{N}_l \cdot y_{lm}) = 0 \rightarrow d(\dot{V} \cdot y_{vm}) = d(\dot{L} \cdot y_{lm}) \quad (3.4.14)$$

Como já discutido, na coluna de recheio há simultâneas transferências de calor e massa entre as fases líquida e de vapor, como consequência dos gradientes de concentração e temperatura entre ambas as fases.

Além disso, a variação de concentração dentro de cada fase normalmente ocorre na vizinhança da interface, o que levou Lewis e Whitman (1924) a sugerirem que as concentrações molares na interface  $y_{li}$  e  $y_{vi}$  são os valores correspondentes ao equilíbrio e que as resistências à

transferência de massa em ambas as fases são aditivas. Ou seja, equilíbrio na interface significa, nessa região, valores iguais de potencial químico do líquido e do vapor e, por isso, nenhuma resistência à transferência de massa na interface.

Tendo em mente os conceitos discutidos anteriormente e sabendo-se o que foi considerado na sexta hipótese, em que a transferência de massa na fase de vapor controla todo o processo, considera-se a força motriz à transferência de massa, que é a diferença das concentrações molares  $\Delta y$  da amônia, preponderante na fase de vapor e, portanto, pode-se estabelecer a relação representada pela Equação 3.4.15.

$$y_v - y_{vi} = y_v - y_v^* \quad (3.4.15)$$

Sendo que  $y_v^*$  é a concentração molar na mistura água-amônia na fase de vapor que estaria em equilíbrio com o líquido (à temperatura  $T_l$ ). Além disso, considerando-se que a fase líquida está em condições de saturação, pode-se, assim, obter  $y_v^*$  em função unicamente da concentração da fase líquida  $y_l$  e da pressão de trabalho na coluna. De acordo com as simplificações anteriores, a Equação 3.4.1 se torna a Equação 3.4.16 e, considerando novamente as Equações 3.4.3 e 3.4.12, são obtidas as Equações 3.4.17 a 3.4.19.

$$\dot{n}_{NH_3} = F_v \cdot z \cdot \ln \left( \frac{z - y_v}{z - y_v^*} \right) \quad (3.4.16)$$

$$\dot{n}_{NH_3} \cdot a_{ef} \cdot dy = \dot{V} \cdot dy_v + d\dot{V} \cdot y_v \quad (3.4.17)$$

$$z = \frac{\dot{n}_{NH_3}}{\dot{n}} = \frac{\dot{V} \cdot dy_v + d\dot{V} \cdot y_v}{d\dot{V}} \quad (3.4.18)$$

$$d\dot{V} = \frac{\dot{V} \cdot dy_v}{(z - y_v)} \quad (3.4.19)$$

Fazendo-se a substituição, partindo da Equação 3.4.16,

$$F_v \cdot z \cdot \ln\left(\frac{z - y_v}{z - y_v^*}\right) \cdot a_{ef} \cdot dy = z \cdot \dot{V} \cdot \frac{dy_v}{(z - y_v)} \quad (3.4.20)$$

$$dy = \frac{\dot{V}}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{z - y_v}{z - y_v^*}\right)} \cdot \frac{dy_v}{(z - y_v)} \quad (3.4.21)$$

Pode-se ainda reescrever a Equação 3.4.21 com o conceito da diferença logarítmica média para a concentração:

$$\Delta y_{v,lm} = \frac{y_v^* - y_v}{\ln\left(\frac{z - y_v}{z - y_v^*}\right)} \quad (3.4.22)$$

$$dy = \frac{\dot{V}}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \frac{\Delta y_{v,lm}}{(z - y_v)} \cdot \frac{dy_v}{(y_v^* - y_v)} \quad (3.4.23)$$

Integrando a Equação 3.4.23 entre as condições de entrada e saída da coluna, pode-se calcular a altura de recheio necessária para se obter determinada separação.

$$H = y_2 - y_1 = \int_1^2 \frac{\dot{V}}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \frac{\Delta y_{v,lm}}{(z - y_v)} \cdot \frac{dy_v}{(y_v^* - y_v)} \quad (3.4.24)$$

O primeiro termo do lado direito da equação 3.4.23 é a expressão geral da altura de uma unidade de transferência da fase de vapor ( $H_v$ ) e os termos restantes representam o número diferencial de unidades de transferência da mesma fase ( $N_v$ ).

$$H_v = \frac{\dot{V}}{F_v \cdot a_{ef}} \quad (3.4.25)$$

$$N_v = \int_1^2 \frac{\Delta y_{v,lm}}{(z - y_v)} \cdot \frac{dy_v}{(y_v^* - y_v)} \quad (3.4.26)$$

Utilizando a aproximação de Wiegand (1940), na qual se supõe equivalência entre a diferença logarítmica média e a média aritmética, é obtida a Equação 3.4.27.

$$\Delta y_{v,lm} \approx (z - y_v) + \frac{y_v - y_v^*}{2} \quad (3.4.27)$$

Através de um balanço total sobre a coluna, um valor médio de  $z$  também pode ser obtido:

$$\bar{z} = \frac{\dot{V}_2 \cdot y_{v2} - \dot{V}_1 \cdot y_{v1}}{\dot{V}_2 - \dot{V}_1} = \frac{\dot{L}_1 \cdot y_{l1} - \dot{L}_2 \cdot y_{l2}}{\dot{L}_1 - \dot{L}_2} \quad (3.4.28)$$

Supõe-se também que em uma seção qualquer da coluna, o valor de  $z$  é aproximadamente igual ao seu valor médio ( $z \approx \bar{z}$ ) e a velocidade superficial das fases de vapor e líquida pode ser expressa em função de seus valores na entrada ou na saída.

$$\dot{V} = \dot{V}_1 \cdot \left( \frac{\bar{z} - y_{v1}}{\bar{z} - y_v} \right) = \dot{V}_2 \cdot \left( \frac{\bar{z} - y_{v2}}{\bar{z} - y_v} \right) \quad (3.4.29)$$

$$\dot{L} = \dot{L}_1 \cdot \left( \frac{\bar{z} - y_{l1}}{\bar{z} - y_l} \right) = \dot{L}_2 \cdot \left( \frac{\bar{z} - y_{l2}}{\bar{z} - y_l} \right) \quad (3.4.30)$$

Substituindo-se as expressões anteriores na Equação 3.4.23, obtém-se:

$$dy = \frac{1}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \frac{\dot{V}_2 \cdot (\bar{z} - y_{v2})}{(\bar{z} - y_v)} \cdot \left( 1 + \frac{y_v - y_v^*}{2 \cdot (\bar{z} - y_v)} \right) \cdot \frac{dy_v}{(y_v^* - y_v)}$$

$$dy = \frac{\dot{V}_2 \cdot (\bar{z} - y_{v2})}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \left( \frac{1}{(y_v - \bar{z}) \cdot (y_v - y_v^*)} - \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})^2} \right) \cdot dy_v \quad (3.4.31)$$

Caso o termo  $F_v \cdot a_{ef}$  não varie consideravelmente, pode-se considerar seu valor constante e a Equação 3.4.31 dependerá somente de  $y_v^*$  que, como fora dito, representa a concentração de

vapor em equilíbrio com um líquido de concentração  $y_l$ . Portanto, a partir das condições de entrada e saída da coluna, essa integral pode ser resolvida conhecendo-se a dependência de  $y_v^*$  com  $y_v$ . A concentração  $y_v^*$  está relacionada pela Equação 3.4.32, válida para  $7 < p < 16$  e  $0,87 < y_l < 1$ , cujos coeficientes são dados na Tabela 3.4.1.

$$y_v^* = 1 - (b_0 + b_1 \cdot p + b_2 \cdot p^2) \cdot (1 - y_l) \quad (3.4.32)$$

Sendo que está considerado que a pressão na coluna é constante, para um determinado valor dessa variável, considerando a constante  $B = b_0 + b_1 \cdot p + b_2 \cdot p^2$ , pode-se expressar a Equação 3.4.32 da seguinte forma:

$$y_v^* = 1 - B \cdot (1 - y_l) = (1 - B) + B \cdot y_l \quad (3.4.33)$$

*Tabela 3.4.1: Coeficientes de ajuste da concentração molar de vapor em função da concentração molar de líquido em equilíbrio e da pressão (Equação 3.4.32)*

$b_0$	$b_1$	$b_2$
$-9,48596 \cdot 10^{-5}$	$6,79315 \cdot 10^{-5}$	$9,58238 \cdot 10^{-6}$

Fazendo-se um balanço na coluna de retificação (Equação 3.4.34) e substituindo nela as Equações 3.4.29 e 3.4.30 das velocidades superficiais das fases líquida e de vapor, tem-se a Equação 3.4.35.

$$\dot{V} \cdot y_v + \dot{L}_2 \cdot y_{l2} = \dot{L} \cdot y_l + \dot{V}_2 \cdot y_{v2} \quad (3.4.34)$$

$$\dot{V}_2 \cdot \frac{\bar{z} - y_{v2}}{\bar{z} - y_v} \cdot y_v + \dot{L}_2 \cdot y_{l2} = \dot{L}_2 \cdot \frac{\bar{z} - y_{l2}}{\bar{z} - y_l} \cdot y_l + \dot{V}_2 \cdot y_{v2} \quad (3.4.35)$$

Na expressão 3.4.36, pode-se obter  $y_l$  unicamente em função de  $y_v$ , supondo conhecimento dos parâmetros de entrada. Assim, sua substituição na Equação 3.4.33 fornece a Equação 3.4.37, cujos parâmetros são definidos na Tabela 3.4.2.

$$y_l = \frac{\dot{V}_2 \cdot (\bar{z} - y_{v2}) \cdot y_v + (\dot{L}_2 \cdot y_{l2} - \dot{V}_2 \cdot y_{v2}) \cdot (\bar{z} - y_v)}{\dot{L}_2 \cdot (\bar{z} - y_v) + \dot{V}_2 \cdot (y_v - y_{v2})} \quad (3.4.36)$$

$$y_v^* = A + \frac{C + D \cdot y_v}{E + F \cdot y_v} \quad (3.4.37)$$

Tabela 3.4.2: Equações dos parâmetros da Equação 3.4.37.

$A = I - B$
$C = B \cdot (\dot{L}_2 \cdot y_{l2} - \dot{V}_2 \cdot y_{v2}) \cdot \bar{z}$
$D = B \cdot (\dot{V}_2 \cdot \bar{z} - \dot{L}_2 \cdot y_{l2})$
$E = B \cdot (\dot{L}_2 \cdot \bar{z} - \dot{V}_2 \cdot y_{v2})$
$F = B \cdot (\dot{V}_2 - \dot{L}_2)$

Finalmente, a substituição das expressões anteriores na Equação 3.4.31 fornece as correlações a seguir, cujas constantes são descritas na Tabela 3.4.3. Para tal, considera-se que  $F \neq 0$ . Caso fosse o contrário ( $F = 0$ ), a coluna operaria em condições de refluxo total, isto é,  $\dot{V}_2 = \dot{L}_2$ .

$$dy = \frac{\dot{V}_2 \cdot (\bar{z} - y_{v2})}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot f(y_v) \cdot dy_v \quad (3.4.38)$$

Sendo:

$$f(y_v) = \frac{1}{(y_v - \bar{z}) \cdot \left( y_v - A - B \cdot \frac{C + D \cdot y_v}{E + F \cdot y_v} \right)} - \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})^2}$$

$$f(y_v) = \frac{E + F \cdot y_v}{(y_v - \bar{z}) \cdot [F \cdot y_v^2 + (E - A \cdot F - B \cdot D) \cdot y_v - (A \cdot E + B \cdot C)]} - \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})^2}$$

$$f(y_v) = \frac{(I + y_v)}{(y_v - \bar{z}) \cdot (y_v^2 + G \cdot y_v - H)} - \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})^2} \quad (\text{se } F \neq 0) \quad (3.4.39)$$

$$f(y_v) = \frac{(I + y_v)}{(y_v - \bar{z}) \cdot (y_v - J) \cdot (y_v - K)} - \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})^2} \quad (3.4.40)$$

Tabela 3.4.3: Equações dos parâmetros das Equações 3.4.39 e 3.4.40.

$G = \frac{(E - A \cdot F - B \cdot D)}{F}$
$H = \frac{(A \cdot E + B \cdot C)}{F}$
$I = \frac{E}{F}$
$J = \frac{-G + \sqrt{G^2 + 4 \cdot H}}{2}$
$K = \frac{-G - \sqrt{G^2 + 4 \cdot H}}{2}$

Como se observa nas Equações 3.4.39 e 3.4.40,  $f(y_v)$  se dá pela diferença entre dois termos. O primeiro é uma fração irredutível cujo denominador está decomposto em fatores, de tal forma que todas as raízes são reais e simples. No segundo termo da subtração, o denominador está formado por uma raiz real múltipla. Portanto, a integração da função  $f(y_v)$  não é muito complicada e sua solução é como indicada a seguir.

$$g(y_v) = \int f(y_v) \cdot dy_v = \int \frac{(I + y_v) \cdot dy_v}{(y_v - \bar{z}) \cdot (y_v - J) \cdot (y_v - K)} - \frac{1}{2} \int \frac{dy_v}{(y_v - \bar{z})^2} \quad (3.4.41)$$

Primeira integral da Equação 3.4.41:

$$\int \frac{(I + y_v) \cdot dy_v}{(y_v - \bar{z}) \cdot (y_v - J) \cdot (y_v - K)} = \int \left( \frac{M_1}{(y_v - \bar{z})} + \frac{M_2}{(y_v - J)} + \frac{M_3}{(y_v - K)} \right) \cdot dy_v =$$

$$= M_1 \cdot \ln(y_v - \bar{z}) + M_2 \cdot \ln(y_v - J) + M_3 \cdot \ln(y_v - K)$$

Segunda integral da Equação 3.4.41:

$$\int \frac{dy_v}{(y_v - \bar{z})^2} = -\frac{1}{(y_v - \bar{z})}$$

A solução  $g(y_v)$  da integral de  $f(y_v)$  com relação a  $y_v$  é vista na Equação 3.4.42 e suas constantes, na Tabela 3.4.4.

$$g(y_v) = M_1 \cdot \ln(y_v - \bar{z}) + M_2 \cdot \ln(y_v - J) + M_3 \cdot \ln(y_v - K) + \frac{1}{2 \cdot (y_v - \bar{z})} \quad (3.4.42)$$

Tabela 3.4.4: Constantes da Equação 3.4.42

$M_1 = \frac{I + \bar{z}}{(\bar{z} - J) \cdot (\bar{z} - K)}$
$M_2 = \frac{I + J}{(J - \bar{z}) \cdot (J - K)}$
$M_3 = \frac{I + K}{(K - \bar{z}) \cdot (K - J)}$

Finalmente, tendo em conta esses resultados, a integração da equação 3.4.38 fornece a seguinte solução:

$$H = \frac{\dot{V}_2 \cdot (\bar{z} - y_{v2})}{F_v \cdot a_{ef}} \cdot \left[ M_1 \cdot \ln\left(\frac{y_{v2} - \bar{z}}{y_{v1} - \bar{z}}\right) + M_2 \cdot \ln\left(\frac{y_{v2} - J}{y_{v1} - J}\right) + M_3 \cdot \ln\left(\frac{y_{v2} - K}{y_{v1} - K}\right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{y_{v2} - \bar{z}} - \frac{1}{y_{v1} - \bar{z}}\right) \right] \quad (3.4.43)$$

Assim, através da Equação 3.4.43, pode-se calcular a altura  $H$  de recheio necessária para se obter uma determinada separação com a mistura água-amônia. Essa equação também poderia ser utilizada para se estimar o produto do coeficiente de transferência  $F_v$  e da área de transferência efetiva  $a_{ef}$ , em função das dimensões da coluna e a separação obtida. Como esse último caso não se aplica ao presente trabalho, o coeficiente de transferência de massa volumétrico ( $F_v \cdot a_{ef}$ ) foi calculado através de correlações obtidas de trabalhos experimentais.

A correlação mais utilizada pertence a Onda *et al* (1959, 1968), que assumiram que a superfície molhada nas peças do recheio é idêntica à interface efetiva líquido-gás. Assim, propuseram equações empíricas para os coeficientes de transferência de massa em ambas fases, dividindo o coeficiente volumétrico pela interface efetiva as fases para absorção e vaporização gasosa (WANG *ET AL*, 2005).

As correlações foram feitas para anéis Rashig, esferas e celas de Berl para vários materiais. O coeficiente de transferência de massa para a fase de vapor é obtido mediante a seguinte equação:

$$F_v = C \cdot \text{Re}_v^{0,7} \cdot \text{Sc}_v^{0,333} \left( \frac{D_v \cdot \bar{\rho}_v}{a_p \cdot d_p^2} \right) \quad (3.4.44)$$

Sendo que a constante  $C$  depende do tamanho nominal do recheio ( $d_p$ ). Se  $d_p < 0,015 \text{ m}$ ,  $C = 2,0$  e, caso contrário,  $C = 5,23$  se  $d_p \geq 0,015 \text{ m}$ . A variável  $a_p$  representa a área específica do recheio. Tanto  $d_p$  quanto  $a_p$  são valores tabelados. Os números de Reynolds e Schmidt são calculados como mostra as Equações 3.4.45 e 3.4.46.

$$\text{Re}_v = \frac{\rho_v \cdot u_v}{a_p \cdot \eta_v} \quad (3.4.45)$$

$$Sc_v = \frac{\eta_v}{\rho_v \cdot D_v} \quad (3.4.46)$$

Assim, a área efetiva, segundo Onda *et al* (1968), é obtida com a Equação 3.4.47, em que  $\sigma_l$  e  $\sigma_r$  são as tensões superficiais do líquido e do recheio, respectivamente. Os números de Reynolds, Froude e Weber para a fase líquida são mostrados nas equações subsequentes.

$$\frac{a_{ef}}{a_p} = 1 - \exp\left(-1,45 \cdot \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_l}\right)^{0,75} \cdot Re_l^{0,1} \cdot Fr_l^{-0,05} \cdot We_l^{0,2}\right) \quad (3.4.47)$$

$$Re_l = \frac{\rho_l \cdot u_l}{a_p \cdot \eta_l} \quad (3.4.48)$$

$$Fr_l = \frac{a_p \cdot u_l^2}{g} \quad (3.4.49)$$

$$We_l = \frac{\rho_l^2 \cdot u_l^2}{a_p \cdot \sigma_l} \quad (3.4.50)$$

Os limites de aplicação das equações anteriores são  $5 < Re_v < 1000$ . Alguns valores de  $\sigma_r$  são mostrados na Tabela 3.4.5.

Tabela 3.4.5: Valores de tensões superficiais críticas para diferentes materiais

<b>Material</b>	<b><math>\sigma_r</math> (N/m)</b>
Polietileno	0,033
PVC	0,040
Carbono	0,056
Cerâmica	0,061
Vidro	0,073
Aço	0,075

### 3.5 Integração do sistema com um abatedouro de aves

Foram feitas algumas visitas técnicas em um abatedouro localizado próximo a Campinas. Essas foram essenciais, pois expuseram as características e demandas energéticas de um ambiente industrial de grande porte que necessita de aplicações de baixa temperatura e, ao mesmo, tempo possui diversas formas de geração e utilização de calor em aplicações de alta temperatura. Além disso, foi possível analisar a forma de aproveitamento energético, que podem tornar o sistema de absorção ainda mais interessante.

O abatedouro visitado possui uma capacidade de abate de 180.000 aves/dia (500 ton/dia), operando com uma caldeira de capacidade nominal de geração de vapor de 12 *ton/h* que utiliza lenha como combustível, sendo que o vapor é distribuído entre os digestores, trocadores de calor para fornecimento de água quente, escalda dos frangos no processo de abate, dentre outros.

Atualmente a carga térmica de refrigeração do abatedouro é de quase 6.000.000 *kcal/h* (6.978 kW), distribuída entre diversos setores, como túneis de congelamento, estocagem, fábricas de gelo, produção de água gelada e climatização de salas. Para tal, há uma potência instalada de quase 3 *MW* dos equipamentos compressores por pistão e parafuso, que são energointensivos e consomem, em média, 80 % de toda energia elétrica consumida pelo abatedouro.

Para que um setor do abatedouro seja refrigerado através de um sistema de absorção, de forma a cumprir o objetivo conceitual deste trabalho, primeiramente, o processo de geração e consumo energético deve ser otimizado. Isso pode ser feito através das técnicas de recuperação energética apresentadas na seção 2.2.3, além de um mapeamento explorativo na fábrica a fim de identificar e reparar pontos de desperdício. Dessa forma, o sistema de absorção pode considerar ainda que uma pequena parte da carga do sistema de compressão, o que seria viável principalmente pela conseqüente economia de energia elétrica.

### 3.5.1 Utilização de água no abatedouro

A Tabela 3.5.1 mostra o consumo estimado de água pelos principais setores do abatedouro. O resultado final fora adotado para efeito de cálculo e sugere um consumo de água equivalente a 37 litros por ave abatida (GELMAN *ET AL*, 1989). Esse valor envolve os setores de lavagem de pisos e equipamentos, limpeza, secagem e resfriamento (*chillers*) das carcaças, efluentes da graxaria, etc. Entretanto, é possível estabelecer valores que vão desde 10 até 55 litros de água por ave (NASCIMENTO *ET AL*, 2000). A legislação brasileira do Ministério da Agricultura e do Abastecimento prevê o uso mínimo de 30 litros por ave, permitindo, no entanto, o uso de volumes inferiores, desde que aprovados pelo DIPOA (Departamento de Inspeção de Produtos de Origem Animal).

Tabela 3.5.1: Consumo de água estimado para alguns setores do abatedouro. Traduzido de Gelman et al (1989)

Setor do abatedouro	Consumo de água (litros/ave)
Evisceração	12,49
Escalda	1,13
Calha de penas	8,7
<i>Chillers</i>	3,4
Lavagem das instalações	9,08
Limpeza dos equipamentos	1,1
Outros	1,05
<b>Total</b>	<b>37</b>

### 3.5.2 Método para obtenção da capacidade de produção de biogás

A alternativa da obtenção do biogás a partir dos resíduos líquidos do abatedouro foi também amplamente discutida no item 2.2.3.3. A literatura estrangeira é extremamente rica acerca dessa proposta e, definitivamente, deveria ser adotada no Brasil, mesmo que o interesse

primário não seja a utilização do biogás exclusivamente como fonte energética para o ciclo de absorção.

A produção teórica de metano por grama de DQO removida do despejo é calculada pela Equação 2.2.1 já apresentada. O valor adotado da carga de DQO removida no reator e convertida em metano foi de  $2.232 \text{ mg/L}$ , que além de estar em um intervalo típico (EPA, 2002), esse valor fora computado por Pereira (2004) a partir do efluente de água residual de um abatedouro. Assim, pode-se obter um valor de carga orgânica disponível para a digestão de  $14.865 \text{ kgDQO/dia}$  ou, para se ter uma função comparativa,  $82,58 \text{ gDQO/ave}$ . Pozo *et al* (2000) obtiveram um valor médio de  $76,02 \text{ gDQO/ave}$ . Portanto, todas as informações utilizadas para o cálculo estão coerentes.

Por fim, pode-se obter o valor estimado da produção de metano e seu respectivo valor energético, utilizando um poder calorífico de  $23.027,4 \text{ kJ/m}^3$  (REGO E HERNANDEZ, 2006).

### **3.6 Análise de viabilidade econômica**

#### **3.6.1 Estimativa de custos**

Para que se analise se um projeto de engenharia é viável economicamente, o primeiro passo é listar detalhadamente todos os custos possíveis e, posteriormente, computá-los para que sejam colocados no processo de cálculo.

As Tabelas 3.6.1 e 3.6.2 a seguir são estimativas de custos provenientes da implantação e manutenção de um sistema de absorção. Dividem-se em custos fixos (equipamentos, materiais e infraestrutura) e custos operacionais (manutenção, recursos humanos e insumos). Ratifica-se que alguns equipamentos podem ser reaproveitados de uma possível substituição de um sistema de refrigeração por compressão.

Um dos pontos fundamentais, haja vista que se procura uma comparação econômica entre os sistemas de absorção e compressão, é a obtenção da economia que se terá com o abandono, ainda que parcial, de alguns compressores e, conseqüentemente, redução do consumo de energia elétrica pelo abatedouro.

Tabela 3.6.1: Estimativas de custos fixos

<b>1 CUSTOS FIXOS</b>	
<b>1.1 EQUIPAMENTOS/MATERIAIS</b>	
Evaporador	Tanques
Condensador e Absorvedor	Válvulas de segurança e registros
Pré-aquecedor de solução rica	Válvulas redutoras de pressão
Gerador	Válvulas Solenóide
Coluna de recheio	Pressostato
Sub-resfriador	Manômetros
Bomba de solução	Sistema de aquisição de dados + Termopares
Separador de líquido	Controladores e condicionadores de sinais
Filtros	Tubos
Medidores de vazão	Quadro elétrico
<b>1.2 INFRAESTRUTURA</b>	
Materiais	Estruturas metálicas de sustentação
Instalações	Custos com construção civil

Tabela 3.6.2: Estimativas de custos operacionais

<b>2 CUSTOS OPERACIONAIS</b>
Manutenção (sistema de absorção)
Manutenção (sistema de compressão)
<b>2.1 RECURSOS HUMANOS</b>
Operadores
Técnicos de manutenção
<b>2.2 INSUMOS</b>
Água
Energia elétrica
Amônia

Conforme já mencionado, as Tabelas 3.6.1 e 3.6.2 são apenas estimativas com relação aos custos necessários à implantação do sistema de absorção em nível industrial. A partir desses dados, podem-se obter, no mercado, valores concretos de cada equipamento, insumo e mão-de-obra efetivamente necessária para se realizar uma análise de mérito econômico, através do modelo criado neste trabalho.

### 3.6.2 Custos com manutenção

Instalações frigoríficas industriais que trabalham com amônia, como refrigerante e em condições de temperatura, pressão e umidade diferenciadas do habitual, apresentam riscos específicos à segurança e à saúde. As maiores preocupações são com vazamentos que gerem formação de nuvem tóxica de amônia e, em piores casos, explosões.

Causas de acidentes são principalmente devido à danos aos equipamentos provocados pelo calor, corrosão ou vibração, assim como por manutenção inadequada ou ausência de manutenção de seus componentes, como válvulas de alívio de pressão, compressores, condensadores, vasos de pressão, equipamentos de purga, evaporadores, tubulações, bombas e instrumentos em geral (VILELA E ALVES, 2004).

Além disso, manutenções preventivas e preditivas são necessárias, pois, principalmente em abatedouros de grande porte, os sistemas de refrigeração funcionam de forma contínua. Assim, elas devem envolver purga periódica de gases não-absortivos provocados por infiltrações e por reações químicas no processo de corrosão (HEROLD *ET AL*, 1996) e verificação periódica de vazamentos e funcionamentos de válvulas.

Como os custos de manutenção para esses tipos de sistemas tendem a aumentar com o tempo, foi considerada uma série gradiente linear para computá-los, conforme explicado na revisão bibliográfica.

### 3.6.3 Construção do fluxo de caixa

Para construção do Fluxo de Caixa, primeiro será computado o investimento inicial relativo aos custos fixos, que englobam custos com equipamentos, infraestrutura, equipes de instalação e consultoria, e cargas iniciais de água e amônia. Posteriormente, serão tratados os custos periódicos, que são salários e insumos.

Em terceiro, ainda como custo periódico, deverão ser calculados os custos de manutenção do sistema. Será considerado, como já discutido, que esse custo aumentará gradativamente constituindo uma série de gradiente linear. Assim, para inserção no fluxo de caixa, esses custos devem ser uniformizados para cada período, como mostra a Equação 3.6.1, em que CMU é o Custo de Manutenção Uniforme, “*i*” a taxa de juros, “*A*” é o valor inicial no primeiro período e  $(n-1)G$  a parcela de aumento a cada período.

$$CMU = A + G \cdot \left[ \frac{(1+i)^n - 1 - n \cdot i}{i \cdot ((1+i)^n - 1)} \right] \quad (3.6.1)$$

No quarto passo, deverá ser contabilizado o benefício que, eventualmente, deixará determinado período do fluxo de caixa em saldo positivo. Para tal, será considerado que a recuperação dos custos será apenas através da economia de energia elétrica.

É importante lembrar que um investimento de tamanho porte necessita de financiamento. Para tal, foi escolhida uma taxa de juros de 3,5 % a.a. (0,287 % a.m.), já incluída a remuneração da instituição financeira credenciada. Esse parâmetro foi definido tendo como base valores atuais (2009/2010) de programas de financiamento do BNDES, como BNDES PSI – Bens de Capital e BNDES PSI – Inovação, que mais se encaixam com o projeto estudado, podendo ser facilmente encontrados no endereço eletrônico do BNDES.

O valor uniformizado para cada período, para composição do fluxo de caixa, pode ser calculado da seguinte forma, sendo CAU o Custo de Amortização Uniforme,  $I_o$  o investimento inicial que se deseja financiar, “ $np$ ” o prazo para pagamento e “ $i_p$ ” a taxa de juros aplicada.

$$CAU = I_o \cdot \left[ \frac{i_p (1+i_p)^{np}}{(1+i_p)^{np} - 1} \right] \quad (3.6.2)$$

Por último, será considerada a depreciação. No presente trabalho será utilizado o cálculo pela soma dos números dos anos (SDNA), apenas sobre os equipamentos. Deve-se utilizar um

valor residual para os equipamentos e, então, computar os valores de depreciação a cada período, para aplicação do imposto de renda.

A Tabela 3.6.3 resume as ferramentas utilizadas para cálculo da viabilidade do sistema, conforme previamente apresentadas em detalhe na seção 2.3.2.

*Tabela 3.6.3: Ferramentas para cálculo da viabilidade financeira de um projeto*

<b>Ferramenta Financeira</b>	<b>Cálculo</b>
VPL	$VPL = I_o + \left[ \sum_{j=1}^n FC_j \cdot (1+i)^{-j} \right] \cdot (1-\tau) + \tau \sum_{j=1}^n DEP_j \cdot (1+i)^{-j}$
TIR	$VPL = I_o + \sum_{j=1}^n FC_j \cdot (1+TIR)^{-j} = 0$
<i>Payback</i>	$\sum_{j=1}^n FC_j \cdot (1+TMA)^{-j} = I_o$
Custo/Benefício no período <i>n</i> <sup>1</sup> <i>En</i> = Energia “produzida” pelo equipamento	$C / B(n) = \frac{FC(n)}{En^1}$

Assim, conforme já discutido, os valores do fluxo de caixa utilizados para cálculo da viabilidade do investimento, serão obtidos da seguinte forma, ordenadamente:

- i) Fluxo de Caixa Pré-Tributação (a)
- ii) Depreciação (b)
- iii) Receita Tributável (a - b = c)
- iv) Desconto do Imposto de Renda (%IR\*c = d)
- v) Fluxo de Caixa Pós-Tributação (a - d = e)

## **4 RESULTADOS E DISCUSSÕES**

No item 4.1, primeiramente, serão apresentados resultados relativos ao desempenho dos sistemas de simples e *GAX*, variando-se diversos parâmetros, no intuito de se visualizar a influência de cada, além da comparação entre eles baseada na recuperação interna de energia. Os resultados da simulação incluem também, nas seções subseqüentes, resultados técnicos acerca dos equipamentos principais, como os trocadores de calor e a coluna de destilação.

No item 4.2, abordam-se as propostas finais de integração com o ambiente industrial estudado, o abatedouro de aves. Essa última seção está diretamente ligada com o item 2.2.3 e resume as melhores formas de implantação de um sistema de absorção em paralelo a uma recuperação energética que viabilize o processo.

Finalmente, os resultados referentes à análise de viabilidade econômica são expostos no item 4.3. Na primeira parte dos resultados, realizou-se um estudo de caso com dados de entrada estimados a fim de se validar o modelo e obter os indicativos que permitem as decisões baseadas na análise de viabilidade financeira, em que se propõe a implantação de um sistema de absorção como alternativa gradual a um sistema de compressão. Na segunda parte, algumas simplificações foram feitas e variáveis foram adimensionalizadas com o intuito de se obter resultados mais genéricos, considerando o custo da energia térmica, caso não pudesse ser integralmente recuperada no ambiente industrial.

### **4.1 Resultados referentes à simulação computacional**

#### **4.1.1 Validação dos modelos de simulação termodinâmica dos ciclos**

O modelo de cálculo foi validado utilizando resultados de trabalhos experimentais de três instalações de refrigeração por absorção de água-amônia. Todavia, como o sistema permite

diferentes disposições de linhas e equipamentos, foi impossibilitada a tarefa de encontrar um trabalho que utilizasse exatamente a mesma configuração.

A Tabela 4.1.1 resume os principais parâmetros de cada sistema e, após a adaptação com os dados de cada trabalho, mostra-se, por último, o erro relativo entre o *COP* experimental e o *COP* simulado pelos programas aqui desenvolvidos, tendo como base o *COP* experimental.

A primeira instalação (caso 1) é um protótipo que foi testado na Universidade de Vigo, na Espanha. Esse sistema, segundo o autor (FERNÁNDEZ-SEARA, 1999) era equipado com uma coluna de destilação apenas com a seção de retificação, todavia é o que mais se aproxima da configuração analisada neste trabalho.

Tabela 4.1.1: Dados para validação do modelo e erro relativo com o *COP* simulado

<b>Condições de operação principais</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>	<b>Caso 5</b>
Carga Térmica $Q_E$ (kW)	10	21,43	7,1	10	1000
Temperatura de evaporação $T_E$ ( $^{\circ}C$ )	- 22,5	-8,5	15,3	-10	7
Temperatura de condensação $T_C$ ( $^{\circ}C$ )	19,7	33,3	49,5	30	37
Temperatura de geração $T_G$ ( $^{\circ}C$ )	118,3	111	168,2	125	85
Temperatura de absorção $T_A$ ( $^{\circ}C$ )	27	40,7	57,6	30	32
Varição da temperatura no evaporador $\Delta T_E$	13,2	2,6	7	10	6
Efetividade do pré-aquecedor de solução rica $\varepsilon_{PASR}$	0,74	s/d	Trocador ausente no GAX	0,7	0,9
Efetividade do sub-resfriador $\varepsilon_{SR}$	0,62	s/d	0,95	0,7	0,9
Eficiência da bomba $\eta_B$	0,45	s/d	0,80	0,5	0,6
Concentração do vapor refrigerante $x_r$ (kg <sub>amônia</sub> /kg <sub>mistura</sub> )	s/d	0,983	0,991	0,985	0,999
<i>COP</i>	0,5	0,413	0,58	0,495	0,672
Erro relativo com o <i>COP</i> simulado pelo programa	0,0125 %	9,53 %	2,93 %	2,02 %	1,04 %

A segunda instalação (caso 2), atualmente desativada, foi instalada e testada no Hospital das Clínicas da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) com o objetivo de produzir gelo e utilizava vapor de caldeira no gerador. Apesar de ser bastante semelhante ao ciclo proposto no presente trabalho, esse sistema contava com trocadores de calor evaporativos como condensador e absorvedor, além de diferenças no sistema de retificação, como a inexistência do condensador de refluxo e diferenças significativas na configuração da coluna (SILVERIO, 1999).

A terceira instalação (caso 3) corresponde à configuração do ciclo do tipo *GAX* (*Generator Absorber heat eXchange*) apresentada por Gómez *et al* (2008). Diferentemente do ciclo simulado neste trabalho, o sistema estudado pelos autores foi projetado para uma menor carga térmica e para produção de água gelada, além de apresentar diferentes configurações como recirculação da solução pobre que sai do gerador e recirculação dupla da solução pobre que vem do absorvedor.

Já os casos 4 e 5 correspondem a programas de simulação computacional desenvolvidos por Fernández-Seara e Sieres (2006) e Boer *et al* (2009), respectivamente, cujas configurações são bastante similares àquela característica do ciclo de simples estágio simulado neste trabalho. Apesar de ambos serem trabalhos teóricos, sua utilização como ferramenta comparativa é válida, pois compara o modelo de equações feito por diferentes autores para o mesmo propósito.

#### 4.1.2 Dados de entrada para simulação termodinâmica dos ciclos

A Tabela 4.1.2 mostra os dados de entrada utilizados nos dois programas principais, relativos aos ciclos de simples e *GAX*. Vale lembrar que os dados referentes ao ciclo simples estágio valem para suas três derivações. Exceto para a temperatura do gerador e absorvedor, todos os parâmetros utilizados são os mesmos para todas as configurações. A utilização de uma temperatura de geração mais alta no ciclo *GAX* se faz necessária, pois é característica essencial desse ciclo, como será discutido futuramente.

Os valores apresentados nessa tabela, conforme mostrado anteriormente, são as informações básicas para funcionamento da simulação do ciclo de absorção. As estimativas de perda de pressão são mostradas na Tabela 4.1.3 e, para cálculo dos parâmetros *UA*, na tabela 4.1.4

são encontradas, também, estimativas dos estados dos fluidos de aquecimento e arrefecimento de cada trocador.

Tabela 4.1.2: Parâmetros de entrada para os ciclos principais

<b>Parâmetros de Entrada</b>	<b>Ciclo simples estágio (Fig. 3.1.1)</b>	<b>Ciclo GAX (Fig. 3.2.1)</b>
Carga Térmica $Q_E$ (kW)	1.110.000 kcal/h (367 TR)	1.110.000 kcal/h (367 TR)
Temperatura de evaporação $T_E$ ( $^{\circ}C$ )	-10	-10
Temperatura de condensação $T_C$ ( $^{\circ}C$ )	37	37
Temperatura de geração $T_G$ ( $^{\circ}C$ )	150	180
Temperatura de absorção $T_A$ ( $^{\circ}C$ )	35	40
Concentração do vapor refrigerante $x_r$ (kg <sub>amônia</sub> /kg <sub>mistura</sub> )	0,996	0,996
Efetividade do pré-aquecedor de solução rica $\varepsilon_{PASR}$	0,8	-
Efetividade do sub-resfriador $\varepsilon_{SR}$	0,8	0,8
Eficiência da bomba $\eta_B$	0,5	0,5
<i>Approach</i> $\Delta T$ ( $^{\circ}C$ )	-	10

Tabela 4.1.3: Estimativas de quedas de pressão para os equipamentos dos ciclos

<b>Equipamento</b>	<b>Queda de Pressão (kPa)</b>
Condensador	10
Evaporador	10
Sub-Resfriador lado líquido	20
Sub-Resfriador lado vapor	10
Pré-aquecedor de Solução Rica (Sol. Rica)	30
Pré-aquecedor de Solução Rica (Sol. Pobre)	30
Serpentina do Retificador	25

Tabela 4.1.4: Estimativas de outros parâmetros para os ciclos

Variável	Suposição / Dados de fabricante
Fluido para fornecimento de energia térmica no gerador (ciclo simples estágio)	Vapor de água saturado Pressão de entrada: $6 \text{ kgf/cm}^2$ Vazão: $4 \text{ ton/h}$
Fluido para fornecimento de energia térmica no gerador (ciclo GAX)	Vapor de água saturado Pressão de entrada: $12,5 \text{ kgf/cm}^2$ Vazão: $5 \text{ ton/h}$
Fluido de arrefecimento do condensador	Água Temperatura de entrada: $28 \text{ }^\circ\text{C}$ Vazão: $35 \text{ kg/s}$
Fluido de arrefecimento do absorvedor	Água Temperatura de entrada: $28 \text{ }^\circ\text{C}$ Vazão: $35 \text{ kg/s}$

#### 4.1.3 Comparação de desempenho entre os ciclos e otimização

Sabe-se que inúmeras configurações são possíveis para o ciclo de refrigeração por absorção e, quanto maior a recuperação interna de energia, maior é o desempenho do sistema. Assim, a inserção de trocadores de calor entre correntes pode causar significativa melhora de eficiência que o torne viável. Outra maneira é a configuração GAX, que utiliza outro tipo de trocador de calor, entretanto, exhibe a maior recuperação interna de energia através de uma troca de calor mais direta entre gerador e absorvedor.

Assim, um dos objetivos desse trabalho, envolvendo a simulação termodinâmica, compreende a comparação energética entre diferentes configurações do ciclo, dentre as mais comuns. Os principais resultados, como as trocas de calor ( $Q$ ) e efetividades ( $\varepsilon$ ) são mostrados na Tabela 4.1.5.

Também como objeto de comparação, incluiu-se um parâmetro não definido previamente. Sabe-se que o desempenho de determinada configuração é maior, pois esta tem uma maneira mais eficiente de se recuperar internamente a energia térmica. Assim, o parâmetro  $I_{rie}$  (Índice de

recuperação interna de energia) é definido como a razão entre o calor recuperado e o requerido no gerador.

Tabela 4.1.5: Comparação energética entre as diferentes configurações do ciclo de absorção

<b>Tipo de configuração / Parâmetro</b>	<b>Ciclo Simples estágio sem PASR</b> (Fig. 3.1.10)	<b>Ciclo Simples estágio sem SR</b> (Fig. 3.1.9)	<b>Ciclo Simples estágio</b> (Fig. 3.1.1)	<b>Ciclo GAX</b> (Fig. 3.2.1)
$Q_G (kW)$	3.336,75	2.626,78	2.343,39	2.117,49
$Q_A (kW)$	3.315,27	2.413,63	2.321,81	1.393,81
$Q_C (kW)$	1.323,44	1.515,82	1.323,44	1.328,98
$Q_E (kW)$	1.290,74	1.290,74	1.290,74	1.290,74
$Q_{PASR} (kW)$	-	1.060,17	993,36	-
$Q_{SR} (kW)$	163,81	-	163,81	179,88
$W_B (kW)$	11,13	11,93	11,13	8,93
$\eta_{Des}$	0,897	0,848	0,845	0,838
$\eta_{Ret}$	0,924	0,892	0,888	0,914
$I_{rie}^* (\%)$	8,8	52,22	62,01	90,63
$COP_{ideal}$	1,522	1,522	1,522	1,730
$COP$	0,386	0,489	0,548	0,607
Aumento do $COP^{**}$	-	26,68 %	41,97 %	57,25 %

\*  $I_{rie}$  = índice de recuperação interna de energia

\*\* Comparado ao Ciclo 1

Observa-se que o maior valor do  $COP$  foi obtido para o ciclo  $GAX$ , pois devido à recuperação energética no absorvedor, esse resultado foi possibilitado pela menor demanda térmica no gerador. No entanto, a análise gráfica (item 4.1.4) fornece um olhar mais crítico, em que a vantagem energética do  $GAX$  fica limitada a alguns parâmetros, principalmente a temperatura no gerador, fator responsável pelo desnível térmico entre absorvedor e gerador, potencial fundamental e viabilizador da recuperação de calor no  $GAX$ . Dessa forma, a configuração  $GAX$  apresentou também a menor carga térmica no absorvedor.

A Tabela 4.1.6 resume os resultados obtidos para otimização da temperatura do gerador, no intuito de se obter o maior desempenho para cada ciclo. Conforme já mencionado, utilizou-se o método de busca por seção áurea (*Golden Section Search*). Assim, no ciclo sem o Pré-Aquecedor

de Solução Rica, o incremento no valor do *COP* foi de 8,55 %, todavia para uma temperatura muito alta (196 °C) para um ciclo de simples estágio comum. Para o ciclo de simples estágio com os dois trocadores de calor, a temperatura ótima obtida para o gerador foi de 147,9 °C, pouco diferente daquela escolhida para simulação. Para o ciclo *GAX*, a temperatura do gerador correspondente ao maior desempenho do ciclo (*COP* = 0,686) foi de 196,3 °C, comprovando que essa configuração tem grande vantagem energética desde que acompanhada de uma maior temperatura no gerador.

*Tabela 4.1.6: Resultados referentes à otimização da temperatura do gerador para cada ciclo*

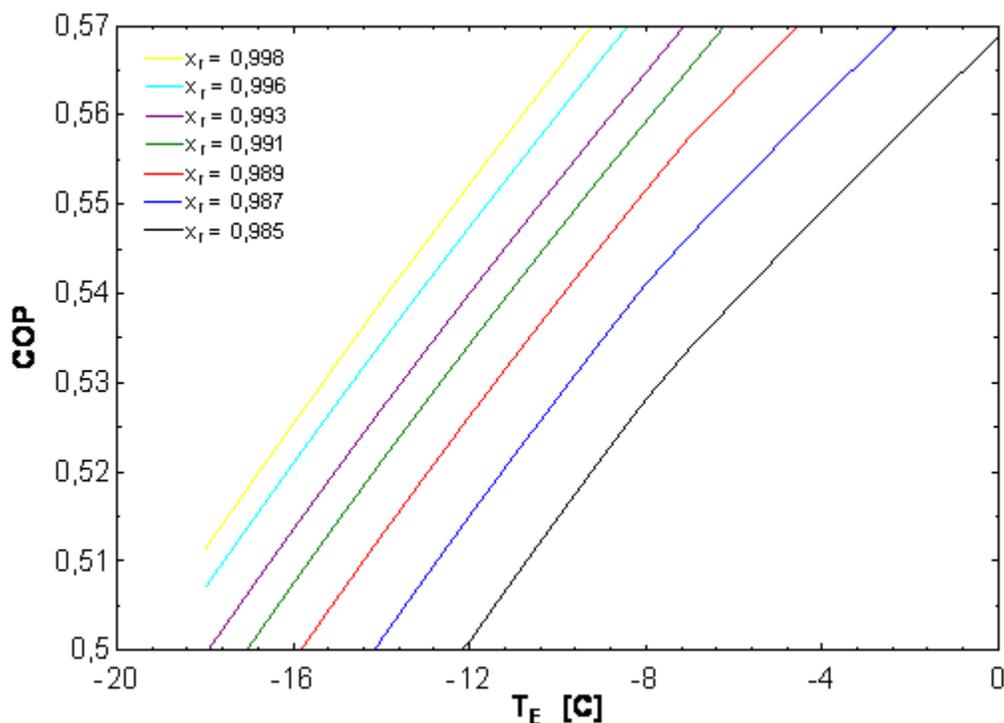
<b>Tipo de configuração/ Parâmetro</b>	<b>Ciclo Simples estágio sem PASR (Fig. 3.1.10)</b>	<b>Ciclo Simples estágio sem SR (Fig. 3.1.9)</b>	<b>Ciclo Simples estágio (Fig. 3.1.1)</b>	<b>Ciclo <i>GAX</i> (Fig. 3.2.1)</b>
<i>Valor atual de <math>T_G</math> (°C)</i>	150	150	150	180
<i>Valor ótimo de <math>T_G</math> (°C)</i>	196,3	144,6	147,9	196,3
<i>Valor atual do <i>COP</i></i>	0,386	0,489	0,548	0,607
<i>Novo valor do <i>COP</i></i>	0,419	0,49	0,548	0,686
<i>Aumento do <i>COP</i></i>	8,55 %	0,2 %	0 %	13,01 %

#### 4.1.4 Resultados gráficos da simulação termodinâmica dos ciclos

Variando-se alguns *parâmetros-chave* que anteriormente foram oferecidos como dados de entrada no programa, é possível avaliar a dependência do desempenho do sistema em relação à condição de operação do ciclo. Sabendo-se que o ciclo de simples estágio é alvo da maioria dos trabalhos publicados, primeiramente, alguns gráficos importantes para essa configuração (esquematizada anteriormente pela Figura 3.1.1) podem ser analisados. Para todos os gráficos em sequência, prevalecem os dados de entrada mostrados na Tabela 4.1.2, exceto, obviamente, os parâmetros em variação.

A Figura 4.1.1 mostra a variação do *COP* (para o ciclo simples estágio) com a variação da temperatura de evaporação, para diferentes concentrações do agente refrigerante. O abaixamento

da temperatura de evaporação causa diminuição da pressão baixa do sistema, aumentando a diferença entre os níveis de pressão. A razão de circulação (relação entre vazão da solução rica e do refrigerante) também aumenta e a solução rica chega ao gerador com uma menor concentração de amônia. Assim, o sistema necessita de uma maior inserção de energia térmica para atender uma demanda de menor temperatura e, conseqüentemente, seu desempenho sofre queda relativamente considerável. O gráfico referenciado mostra também que, para uma mesma temperatura de evaporação, o maior desempenho é alcançado com a maior concentração possível de amônia no agente refrigerante.



*Figura 4.1.1: Variação do COP com a temperatura de evaporação para diferentes valores de concentração do refrigerante na saída do retificador (simples estágio)*

Nas Figuras 4.1.2 e 4.1.3, há a variação do desempenho do ciclo com a variação da temperatura de condensação e absorção para diferentes valores da temperatura de evaporação. Nesse caso, também não há valores ótimos. Quanto menor as temperaturas de condensação e absorção, maior o desempenho do sistema. No entanto, o primeiro parâmetro normalmente é

determinado pela temperatura ambiente. Se for muito alta, a razão de circulação e a razão de pressão aumentam e a solução pobre deixa o gerador com uma maior concentração de amônia. O aumento da temperatura no absorvedor, no entanto, aumenta a sua carga térmica, que representa maior necessidade de retirada de calor e, embora também aumente a razão de circulação, resulta em um empobrecimento da solução rica que chega ao gerador.

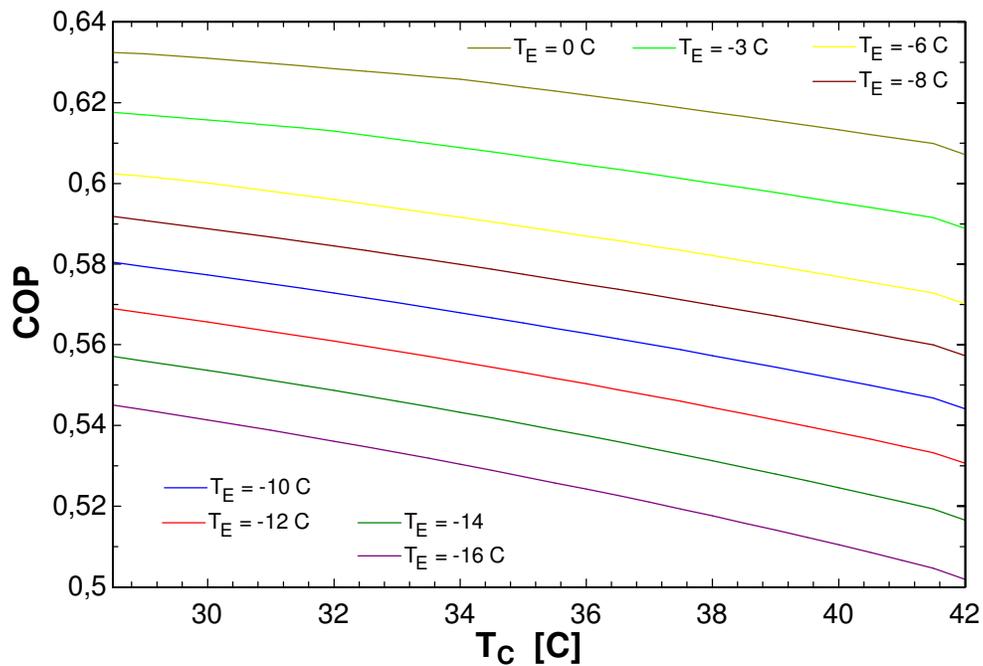


Figura 4.1.2: Variação do COP com a temperatura de condensação para diferentes valores da temperatura de evaporação (simples estágio)

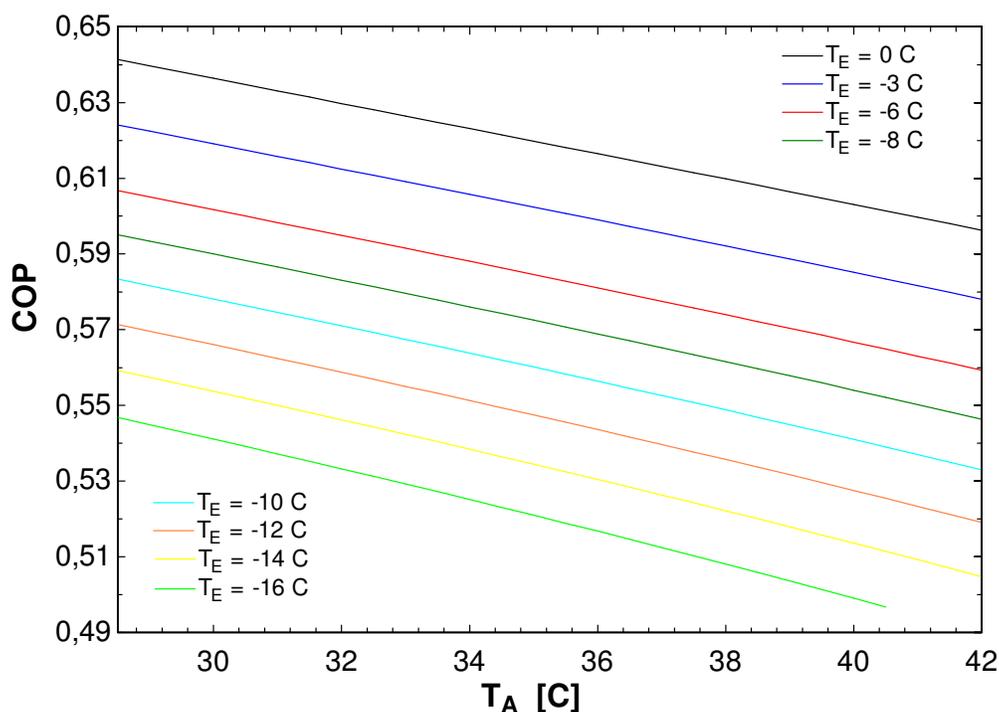


Figura 4.1.3: Variação do *COP* com a temperatura de absorção para diferentes valores da temperatura de evaporação (simples estágio)

A Figura 4.1.4 mostra a variação do *COP* com a temperatura do gerador para diferentes valores de concentração do agente refrigerante. Os resultados mostram que uma temperatura ótima do gerador existe para cada valor de concentração do refrigerante. Observa-se que, quanto menor for a concentração da amônia na saída do retificador, maior será essa temperatura ótima do gerador, enquanto que, o *COP* diminui, pois o efeito frigorífico é prejudicado, mesmo que a porcentagem de água seja relativamente pequena. Assim, para se alcançar o melhor desempenho do sistema, a seleção da temperatura do gerador é muito importante, tanto quanto o controle da concentração da amônia no refrigerante.

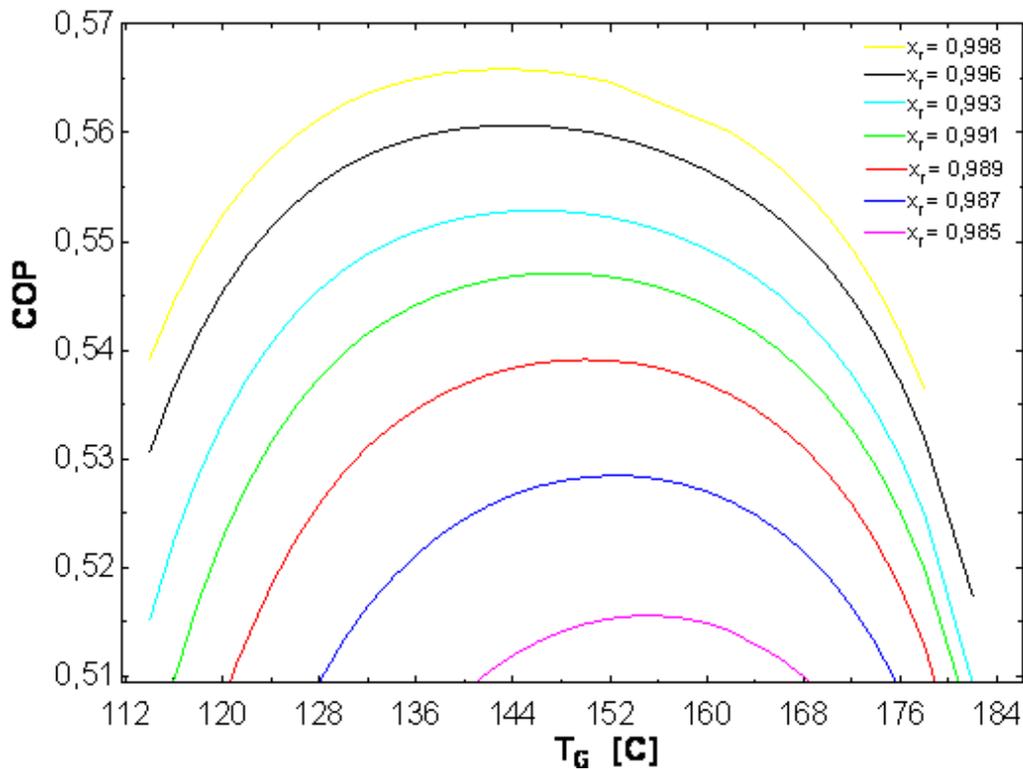


Figura 4.1.4: Variação do COP com a temperatura do gerador para diferentes valores de concentração do refrigerante na saída do retificador (simples estágio)

A Figura 4.1.5 mostra a mesma variação de parâmetros da Figura 4.1.4, no entanto, acrescenta resultados da carga térmica no gerador. Esse gráfico é útil, pois, concomitantemente, mostra o desempenho do sistema para uma determinada temperatura no gerador e a sua demanda energética. Por exemplo, enquanto que à temperatura do gerador utilizada de  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , o valor de  $Q_G$  foi de  $2.343,39\text{ kW}$  resultando em um COP de 0,548, uma temperatura do gerador  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  acima ( $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) faria necessária uma maior inserção térmica ( $2.500\text{ kW}$ ) para um ciclo menos eficiente com um valor do COP de 0,515.

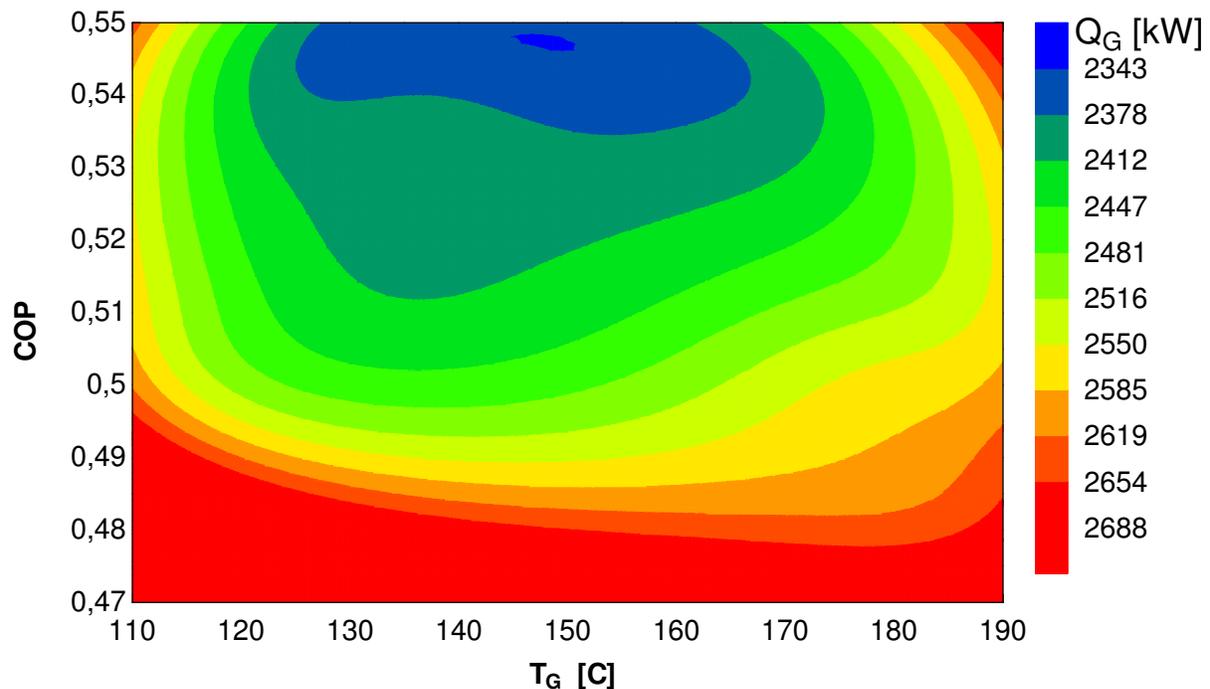


Figura 4.1.5: Gráfico tridimensional mostrando a variação do COP com a temperatura e a inserção térmica no gerador (simples estágio,  $Q_E = 1.290 \text{ kW}$ ,  $T_E = -10^\circ \text{C}$ )

A variação da razão de circulação, já definida como a relação entre vazão da solução rica e do refrigerante ( $m_g/m_{21}$ ), com a temperatura no gerador é mostrada na Figura 4.1.6. Para temperaturas no gerador maiores que os valores ótimos, a variação na razão de circulação é pequena. Entretanto, na situação oposta, a razão de circulação decresce rapidamente com o aumento da temperatura do gerador. Assim, com o intuito de manter uma carga térmica de refrigeração constante, nesse caso, o tamanho do sistema é fator determinante. Além disso, para uma mesma temperatura de geração, uma maior concentração do refrigerante em amônia resulta em um pequeno aumento da vazão de refrigerante, no entanto, diminuição significativa da vazão da solução rica, causando abaixamento da razão de circulação e aumento do desempenho do sistema.

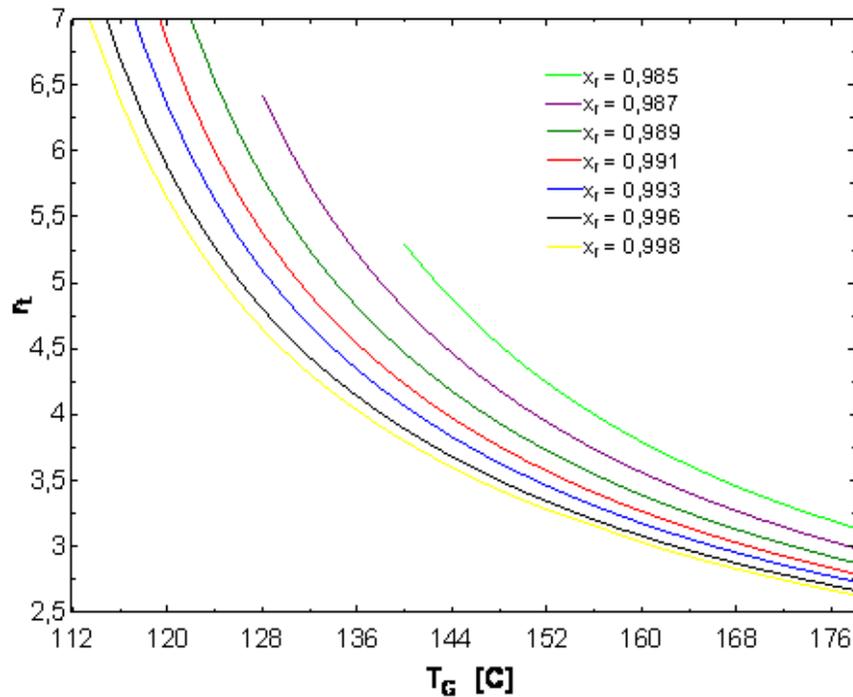


Figura 4.1.6: Variação da razão de circulação com a temperatura do gerador (simples estágio)

A Figura 4.1.7 mostra a variação das taxas de calor trocadas em função da variação da carga térmica do sistema. Com exceção do sub-resfriador, todas as taxas trocadas aumentam relativamente de forma significativa com o aumento da carga térmica de refrigeração. Para qualquer valor dessa variável, a maior taxa de troca de calor presente no sistema corresponde à inserção térmica no gerador, seguido do rejeito térmico no absorvedor. Assim, para um sistema de médio-grande porte, com uma carga térmica de 367 TR (1.290,7 kW), é necessário uma fonte térmica que forneça 2.343,4 kW (no gerador). Caso a demanda de frio seja maior, por exemplo, 400 TR (1.406,7), será necessário 2554 kW proveniente de uma fonte de energia térmica de maior potencial.

O gráfico da Figura 4.1.8 apresenta a variação dos parâmetros  $UA$  (coeficiente global de transferência de calor vezes a área de troca) calculados para os equipamentos trocadores de calor, exceto para o evaporador, por motivos já explicados. A variação mais significativa, considerando apenas o aumento da temperatura de evaporação, foi a diminuição do  $UA$  do gerador devido ao fato de que, como já discutido, a demanda térmica no gerador é menor em maiores valores da temperatura de evaporação.

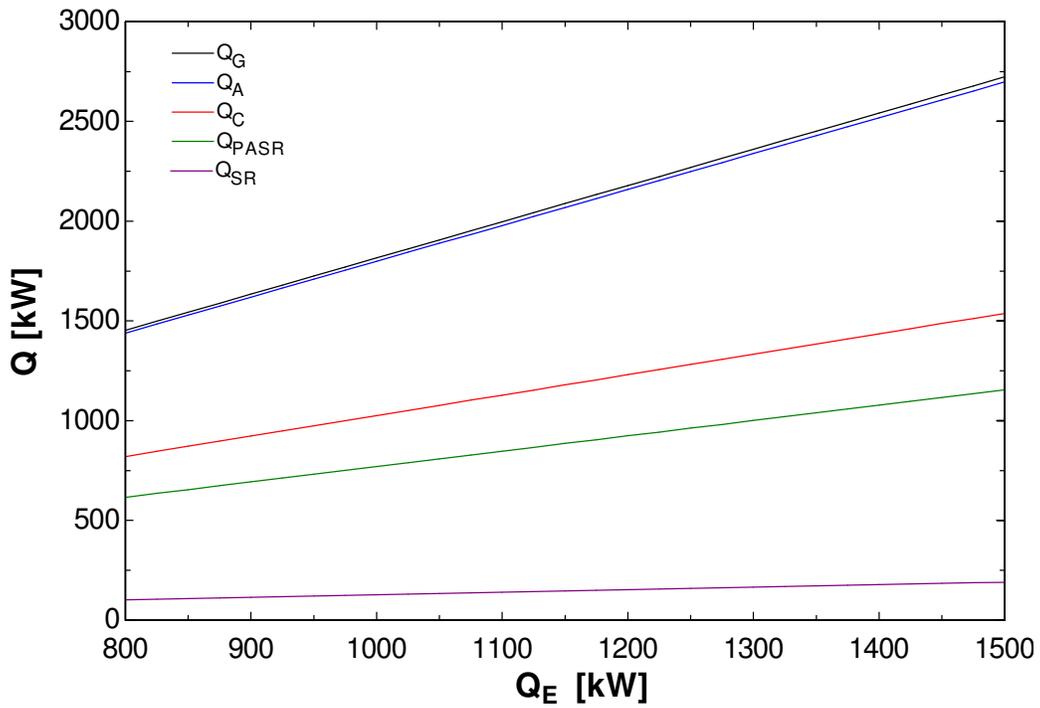


Figura 4.1.7: Variação das Taxas de Transferência de calor nos equipamentos com a carga térmica (simplex estágio)

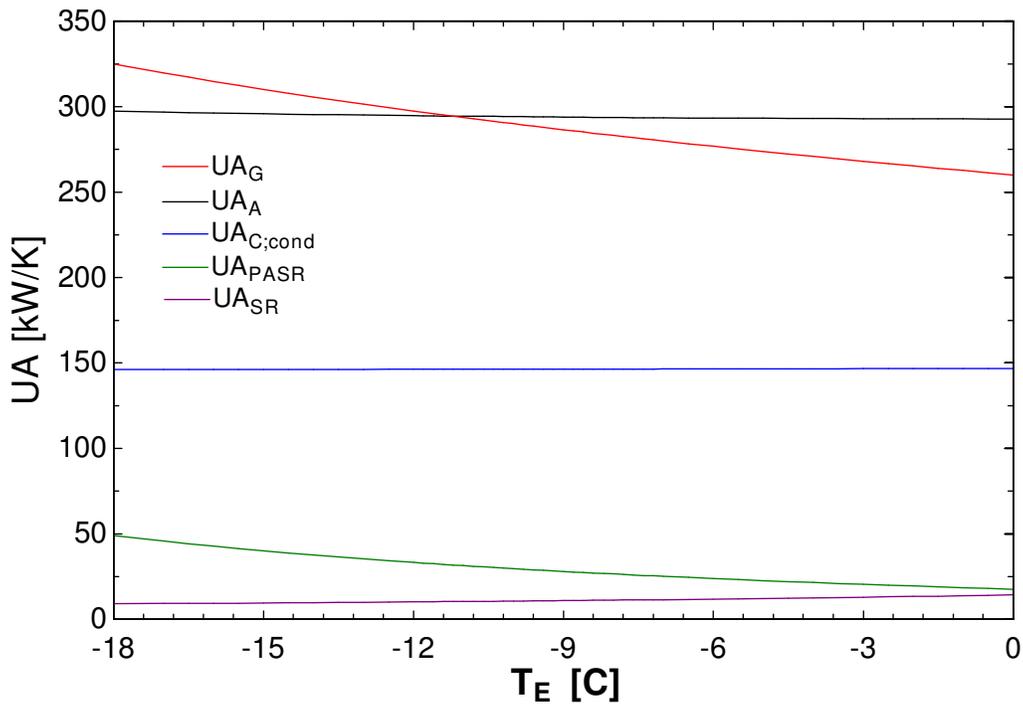


Figura 4.1.8: Variação dos parâmetros UA em função da temperatura de evaporação (simplex estágio)

A Figura 4.1.9 analisa o efeito das efetividades dos trocadores de calor e da eficiência da bomba. A variação desse último parâmetro não resulta em alteração significativa do *COP* no sistema. Em contrapartida, a efetividade do pré-aquecedor de solução rica exerce influência significativa no desempenho do sistema. Uma maior efetividade desse trocador resulta em uma maior troca térmica entre as soluções rica e pobre e, então, a temperatura da solução pobre diminui, enquanto que a da solução rica aumenta. Conseqüentemente, essa solução entra no gerador mais quente, o que reduz a demanda térmica nesse equipamento, aumentando o valor do *COP* do sistema.

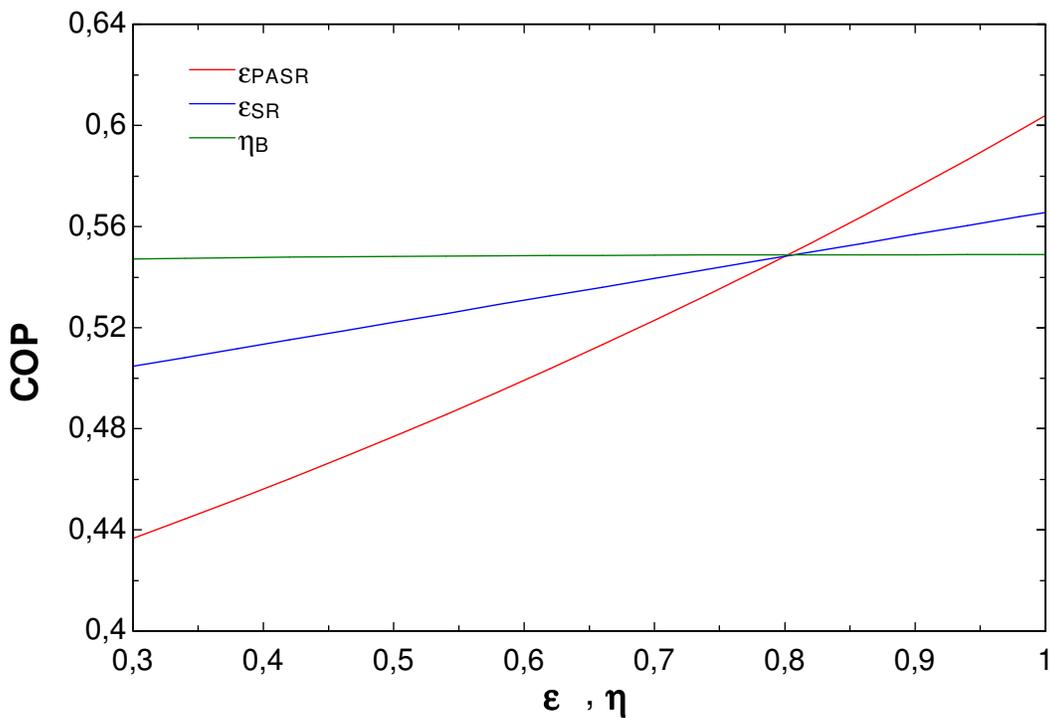


Figura 4.1.9: Variação do *COP* em função da eficiência da bomba e efetividade dos trocadores (simples estágio)

A Figura 4.1.10 compara, considerando a variação da temperatura de evaporação, a variação do *COP* em três situações. A primeira delas considera o *COP* ideal, definido previamente na Equação 2.1.2. Na segunda e terceira, trata-se do *COP* real, no entanto, o cálculo do *COP<sub>sp</sub>* é feito desconsiderando todas as perdas com queda de pressão e efetividade dos trocadores de calor.

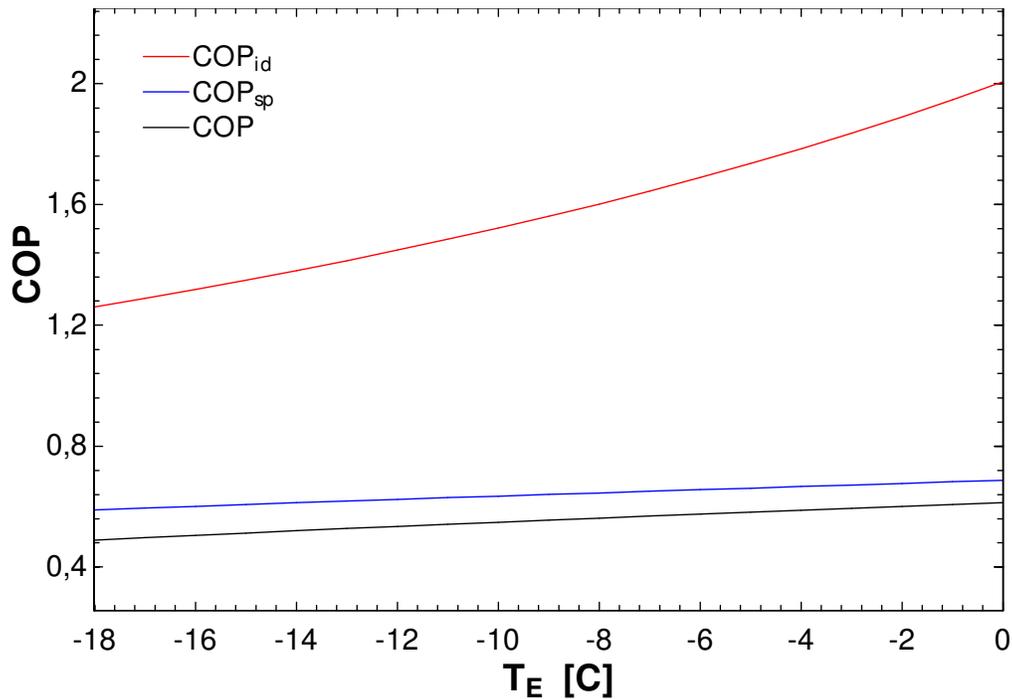


Figura 4.1.10: Comparação da variação do COP ideal, COP sem perdas de pressão e efetividade e COP real com a variação da temp. de evaporação (simples estágio)

As Figura 4.1.11 e 4.1.12 comparam as diferentes configurações dos ciclos de absorção variando-se a temperatura de evaporação e de condensação. A Figura 4.1.11 mostra que um aumento na temperatura do evaporador resulta em um aumento do  $COP$  para todas as configurações. Para o ciclo  $GAX$ , essa variação é mais acentuada, o que mostra que essa configuração é mais vantajosa que as demais para temperaturas de evaporação relativamente altas, sendo que deixa de ser mais vantajosa que o ciclo simples estágio para valores de temperatura de evaporação abaixo de  $-13,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , considerando as condições de operação escolhidas para os dois ciclos.

Analisando o efeito da temperatura de condensação (Figura 4.1.12), observa-se que o aumento da temperatura de condensação resulta na diminuição do desempenho do sistema e que para o ciclo  $GAX$ , a redução do  $COP$  também é relativamente mais significativa com o aumento da temperatura de condensação, sendo que essa configuração se torna menos eficiente que o ciclo simples estágio para temperaturas de condensação superiores a  $39,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

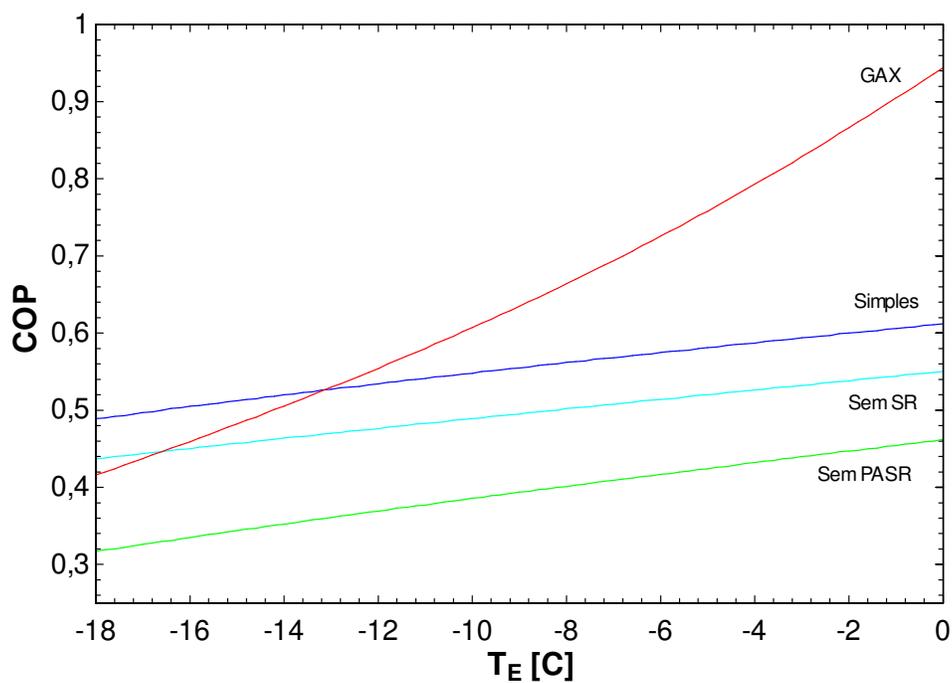


Figura 4.1.11: Variação do COP com a temperatura de evaporação para os diferentes tipos de ciclos analisados

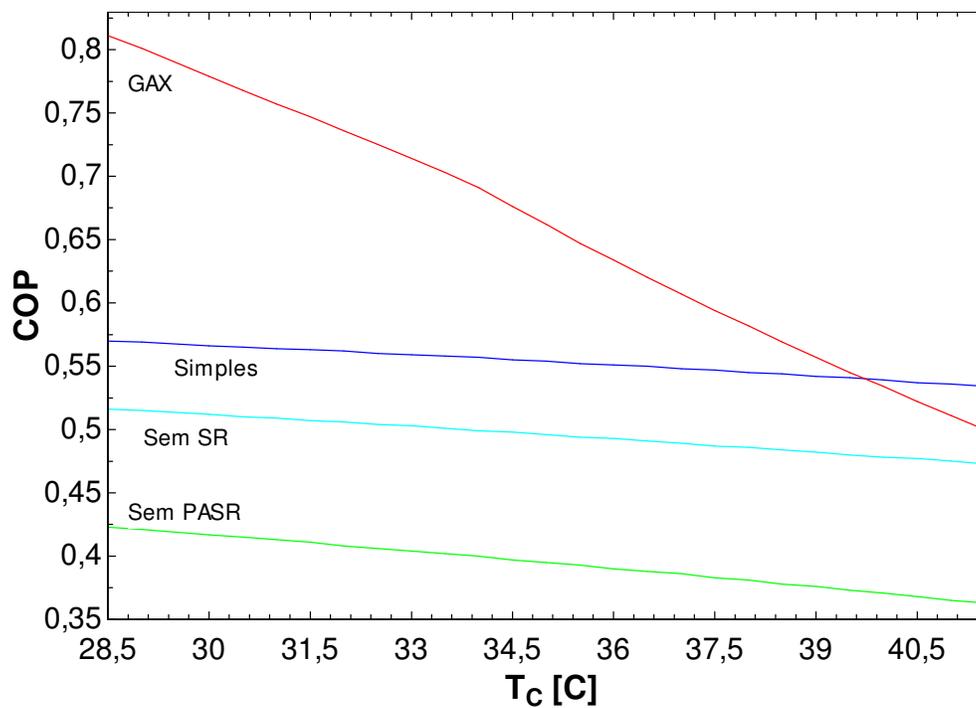


Figura 4.1.12: Variação do COP com a temperatura de condensação para os diferentes tipos de ciclos analisados

Na Figura 4.1.13, para todas as configurações analisadas, pode-se ver a variação do *COP* com a temperatura no absorvedor. Novamente, a queda no desempenho do ciclo *GAX* com o aumento da temperatura de absorção é mais acentuada, no entanto, no intervalo analisado, não deixa de ser menos vantajoso energeticamente que as demais configurações.

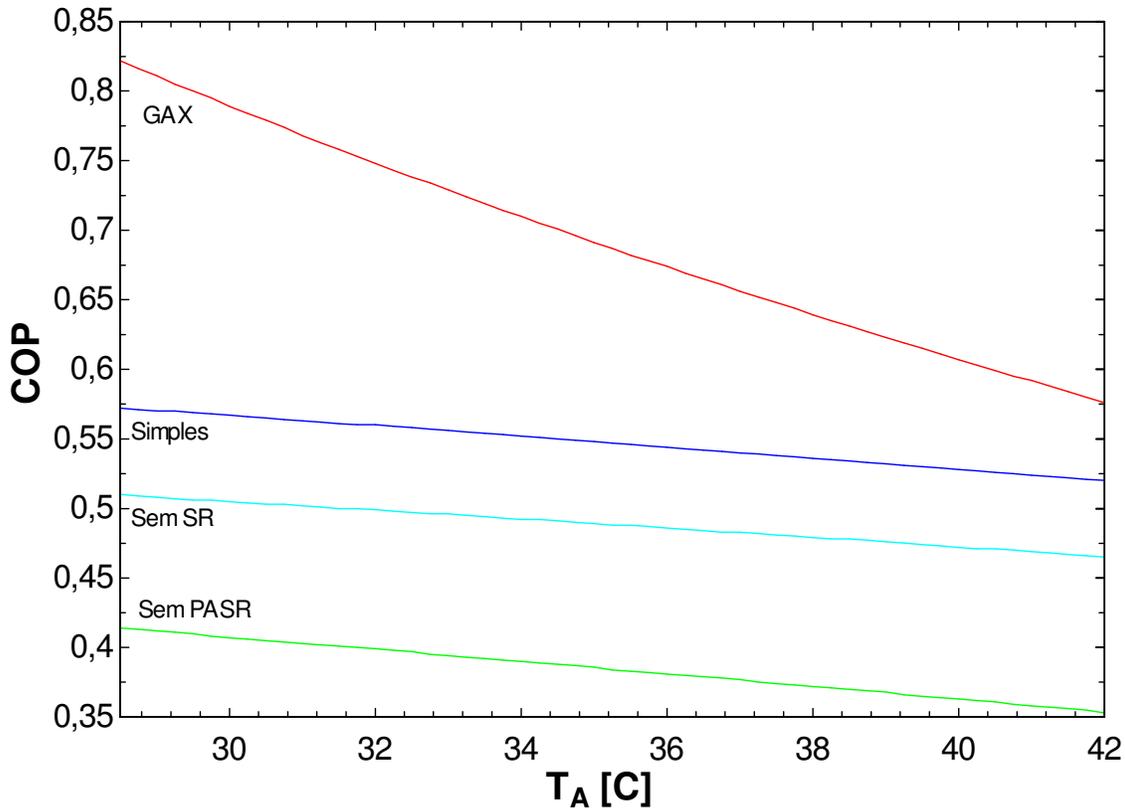


Figura 4.1.13: Variação do *COP* com a temperatura de absorção para os diferentes tipos de ciclos analisados

A variação do desempenho de todas configurações com a variação da temperatura do gerador é vista na Figura 4.1.14. Observa-se claramente a vantagem energética do ciclo *GAX* apenas para valores altos de temperatura do gerador e, para valores de  $T_G$  menores que  $170,6^\circ\text{C}$ , essa configuração torna-se menos eficiente que o ciclo simples estágio. Apesar de apresentar uma queda brusca no desempenho, ela não é irreal, pois o sistema *GAX* é uma ótima ferramenta de recuperação interna de energia térmica, desde que haja potencial para a troca de calor, o qual só pode ser obtido através de um desnível térmico significativo entre gerador e absorvedor.

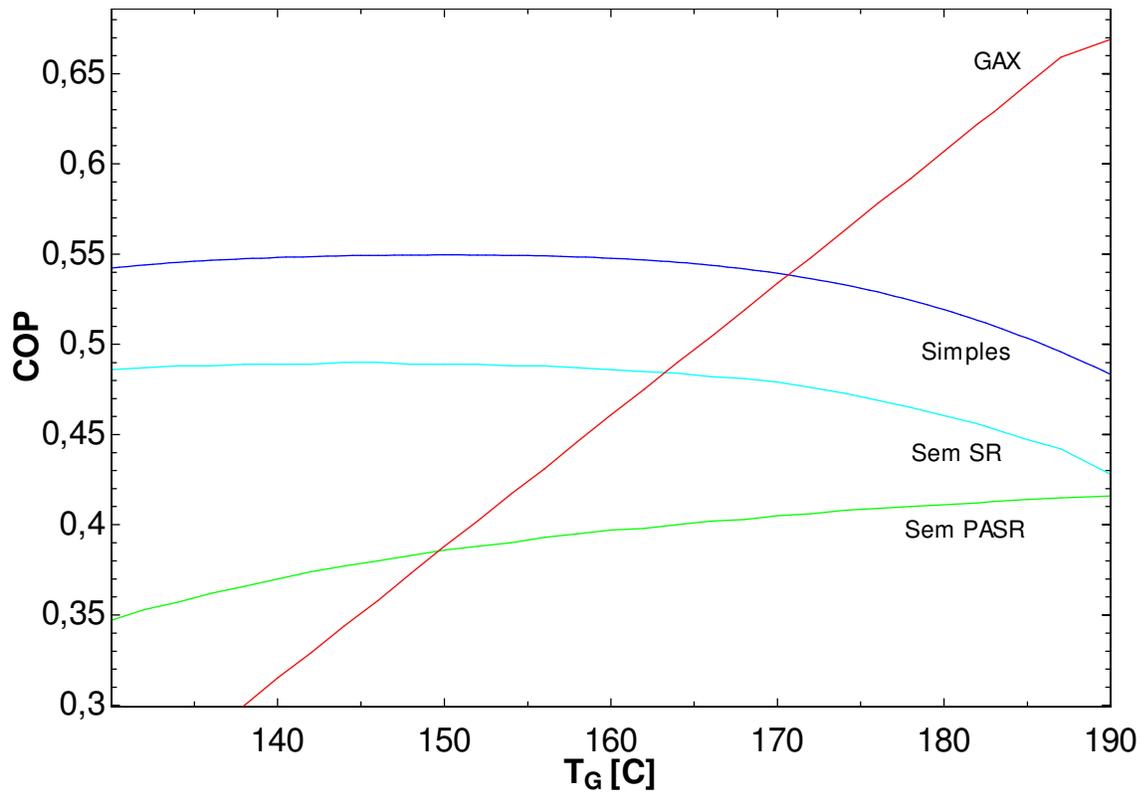


Figura 4.1.14: Variação do COP com a temperatura do gerador para os diferentes tipos de ciclos analisados

Finalmente, na Figura 4.1.15, é apresentada a variação do COP das configurações analisadas para diferentes valores da concentração do refrigerante. Novamente, o ciclo GAX mostrou-se mais sensível, sendo mais eficiente que o ciclo simples estágio apenas para valores de  $x_r$  acima de 0,9844, considerando as condições de operação escolhidas.

Outro ponto a ser observado, e que se repetiu nas últimas figuras de comparação das configurações, é que a retirada do pré-aquecedor de solução rica (PASR) do ciclo de simples estágio resultou na configuração menos eficiente em todos os casos e, portanto, conclui-se que esse trocador exerce papel fundamental na recuperação interna de energia, sendo mais indispensável e essencial que o sub-resfriador (SR).

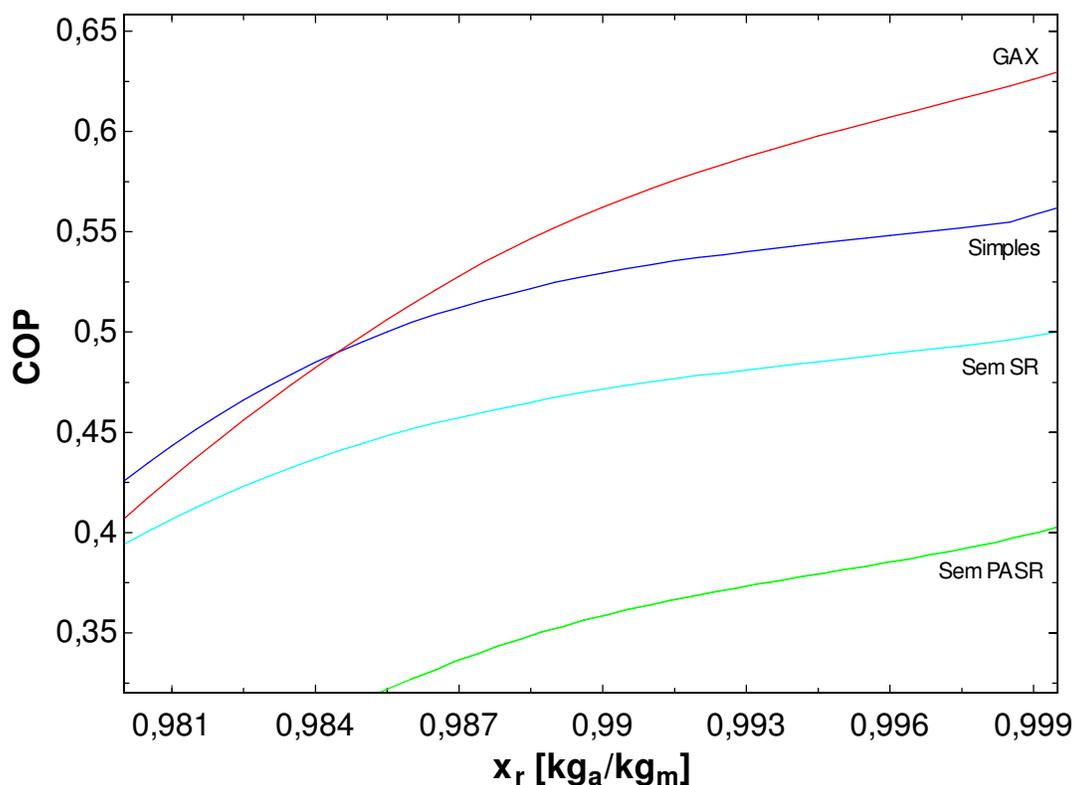


Figura 4.1.15: Variação do COP com a concentração da amônia na mistura na saída do retificador para os diferentes tipos de ciclos analisados

#### 4.1.5 Resultados referentes aos equipamentos trocadores de calor

A Tabela 4.1.7 mostra os valores calculados dos parâmetros  $UA$  (coeficiente global de transferência de calor) dos equipamentos para os ciclos principais, que representam o produto do coeficiente global de transferência de calor e da área de troca térmica de cada equipamento trocador de calor.

Os valores desse parâmetro foram menores para o gerador e absorvedor do ciclo *GAX*, por razões já discutidas, ligadas ao fato de que a maior recuperação energética nessa configuração possibilitou redução significativa das cargas térmicas no gerador e absorvedor, para as condições de operação escolhidas. Os últimos três parâmetros das tabelas são estimativas para as serpentinas presentes apenas no ciclo *GAX*, conforme pode ser visto no diagrama da Figura 3.2.1.

Respectivamente como mostrado na Tabela 4.1.7, a recirculação representa o pré-aquecimento da solução rica proveniente do absorvedor aproveitando a região quente no próprio equipamento. As serpentinas *GAXA* e *GAXG* representam o ciclo secundário que transfere calor da região quente do absorvedor para a região fria do gerador e, para cálculo dos parâmetros *UA* de cada, foram feitas estimativas de temperatura do fluido secundário através do *Approach*, como descrito previamente no item 3.3.1.

Tabela 4.1.7: Parâmetros *UA* dos equipamentos

<b>Parâmetro <i>UA</i> (kW/K) / Equipamento</b>	<b>Ciclo simples estágio (Fig. 3.1.1)</b>	<b>Ciclo <i>GAX</i> (Fig. 3.2.1)</b>
Gerador	290,01	236,78
Absorvedor	294,14	235,53
Retificador	8,45	3,63
Condensador ( $UA_{resf}/UA_{cond}$ )	0,29/146,44	0,29/147,05
Pré-aquecedor de Solução Rica	29,65	-
Sub-Resfriador	10,68	12,85
Serpentina (recirculação)	-	20,96
Serpentina <i>GAXA</i>	-	154,47
Serpentina <i>GAXG</i>	-	110,31

Na Tabela 4.1.8 há a comparação desses parâmetros *UA* com os resultados obtidos por Boer *et al* (2009). Esse mesmo trabalho foi utilizado na validação do modelo (caso 5) e, mesmo com uma carga térmica de refrigeração um pouco abaixo da utilizada neste trabalho (1000 kW) e uma temperatura de evaporação mais alta (1 °C), serve como ferramenta de comparação, além do fato de os ciclos possuírem configurações muito semelhantes.

Exceto para o trocador de calor intitulado Pré-aquecedor de Solução Rica, todos os demais valores do parâmetro *UA* ficaram coerentes com os valores obtidos pelo trabalho em comparação. A diferença para aquele equipamento houve, pois, além de os autores terem utilizado uma maior efetividade para o mesmo, a temperatura escolhida no gerador foi bem menor do que a utilizada neste trabalho, o que resultou em uma menor diferença logarítmica de temperatura que deve cumprir os níveis térmicos entre gerador e absorvedor no ciclo de absorção.

Tabela 4.1.8: Comparação com os parâmetros UA obtidos por Boer et al (2009)

<b>Parâmetro UA (kW/K) / Equipamento</b>	<b>Ciclo simples estágio (Fig. 3.1.1)</b>	<b>Ciclo simples estágio (BOER ET AL, 2009)</b>
Gerador	290,01	297,6
Absorvedor	294,14	233,4
Retificador	8,45	7,3
Condensador	146,44	136,5
Pré-aquecedor de Solução Rica	29,65	229,5
Sub-Resfriador	10,68	6,4

A Tabela 4.1.9 apresenta as estimativas das áreas de troca térmica calculadas para os trocadores de calor a fim de possibilitar também uma estimativa futura de seus custos para uma análise de viabilidade financeira mais sólida. Os cálculos foram feitos através das correlações dos coeficientes de troca térmica e demais equações apresentadas nos itens 3.3.2.1 e 3.3.2.2.

Tabela 4.1.9: Estimativas das áreas de troca térmica dos trocadores de calor (simples estágio)

<b>Equipamento</b>	<b>Área de troca térmica calculada (m<sup>2</sup>)</b>
Gerador	651,88
Retificador	68,99
Condensador evaporativo	574,28
Pré-aquecedor de solução rica	562,39
Sub-resfriador	280,95

#### 4.1.6 Resultados referentes à coluna de destilação

Nessa seção, encontram-se os resultados da simulação computacional da coluna de destilação. É importante mencionar, no entanto, que foram utilizadas as condições de funcionamento obtidas para a coluna do sistema de simples estágio, que é o sistema prioritário na análise desse trabalho. Assim, mesmo tendo sido feita a comparação entre diferentes configurações, não é objetivo aplicar o modelo da coluna para as condições de cada configuração,

haja vista que se espera apenas fornecer um método válido, mas pouco complicado e que possibilite a estimativa inicial do equipamento em outras condições.

A Figura 4.1.16 mostra a variação das eficiências das seções de dessorção e retificação da coluna (definidas nas Equações 4.1.1 e 4.1.2) com a temperatura de evaporação. Como já discutido, operando com valores relativamente mais altos da temperatura de evaporação, o sistema alcança maiores valores de desempenho e, da mesma forma, o processo de separação na coluna torna-se mais eficiente. A eficiência da seção de retificação é sempre maior, pois a temperatura da corrente líquida na saída dessa seção está mais próxima da temperatura da corrente de vapor na entrada, com a qual estaria em equilíbrio na situação ideal. Por isso, a concentração real do líquido também fica mais próxima do valor ideal de concentração dessa mesma corrente, conforme definição na Equação 4.1.2.

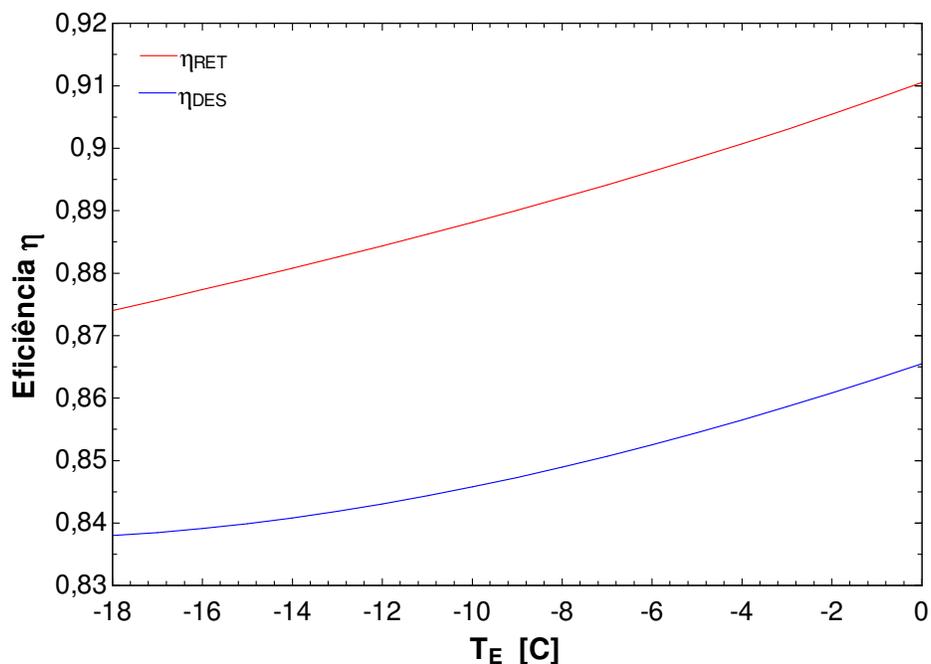


Figura 4.1.16: Variação das eficiências das seções da coluna de destilação com a temperatura de evaporação (simples estágio)

O modelo escolhido para simulação da coluna de recheio foi utilizado para dimensionamento tanto da seção de dessorção, quanto da seção de retificação da coluna. A Tabela 4.1.10 mostra as características do recheio escolhido. O critério de escolha foi simplesmente a

quantidade de informações na literatura e frequência de escolha por outros autores em seus trabalhos.

Tabela 4.1.10: Características do recheio escolhido

<b>Tipo</b>	Anéis Raschig
<b>Material</b>	Vidro
<b>Tamanho nominal <math>d_p</math> (m)</b>	0,015
<b>Área superficial <math>a_p</math> (<math>m^2/m^3</math>)</b>	331
<b>Tensão superficial crítica <math>\sigma_c</math> (N/m)</b>	0,073
<b>Fração de vazio <math>\varepsilon_p</math> (%)</b>	79

A Figura 4.1.17 mostra a variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico (produto do coeficiente de transferência de massa e da área de transferência efetiva) com o tamanho nominal do recheio. Nota-se que o aumento do tamanho do elemento do recheio resulta em uma queda significativa do coeficiente. Independentemente do tamanho do recheio, essa variável é sempre maior na seção de dessorção, principalmente porque nela o vapor está a uma maior temperatura e, portanto, tem um coeficiente de difusão maior. A Figura 4.1.18 complementa a idéia.

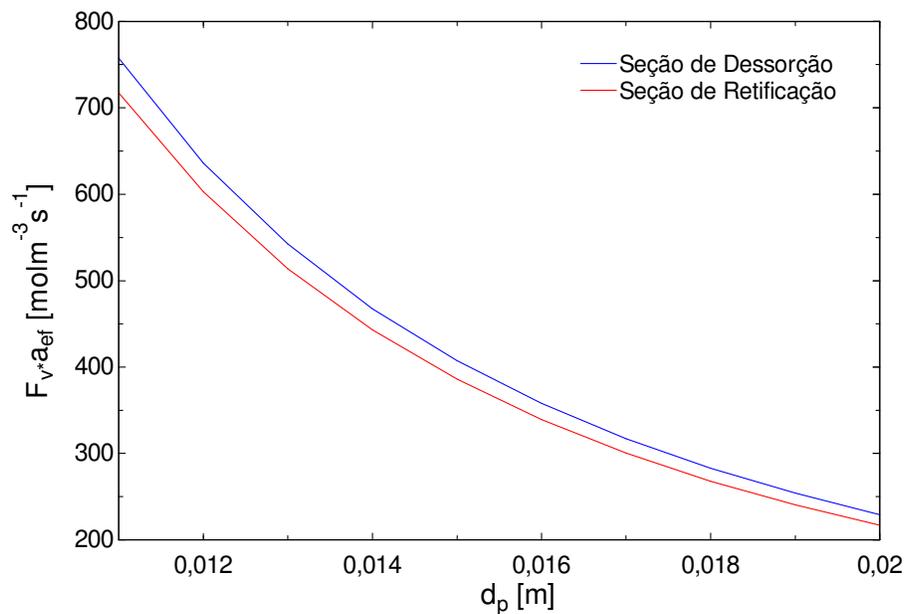


Figura 4.1.17: Variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico com o tamanho nominal do recheio

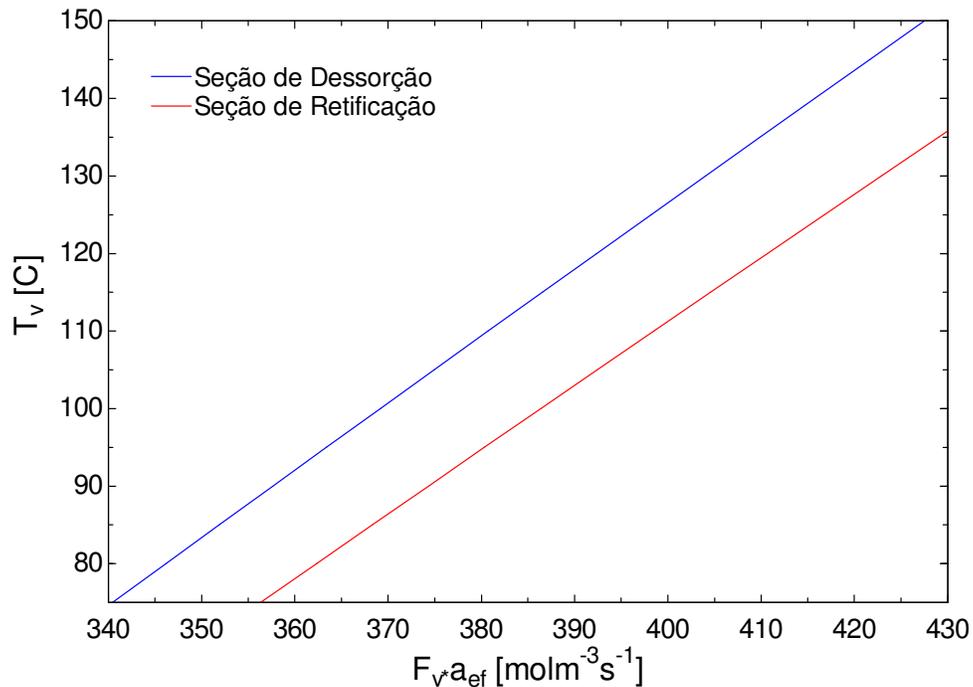


Figura 4.1.18: Variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico com a temperatura média do vapor ascendente

O cálculo da altura necessária de recheio também pode ser calculado e, nesse caso, a altura total da coluna também é estimada como a soma da altura de recheio das seções de dessorção e retificação, além dos espaços inferiores, superiores e dos distribuidores. A Figura 4.1.19 mostra os diferentes valores da altura de recheio calculados para cada seção, variando-se o diâmetro interno da coluna. Assim, quanto maior o diâmetro, menor é a altura de recheio necessária.

Observa-se também que a altura necessária na seção de dessorção é maior do que na seção de retificação, independentemente do valor do diâmetro da coluna. Esse fato é comprovado pelo que foi observado na Figura 4.1.16. Como a seção de dessorção se mostrou menos eficiente, conseqüentemente, é necessária uma maior altura de recheio para realização do processo de separação.

A Figura 4.1.20 mostra, agora, os valores de altura de recheio calculados para as duas seções da coluna em função da variação do coeficiente de transferência de massa volumétrico. Percebe-se que, quanto maior o coeficiente, mais eficientemente acontecem os processos de transferência de massa e, por conseguinte, a altura de recheio necessária pode ser diminuída.

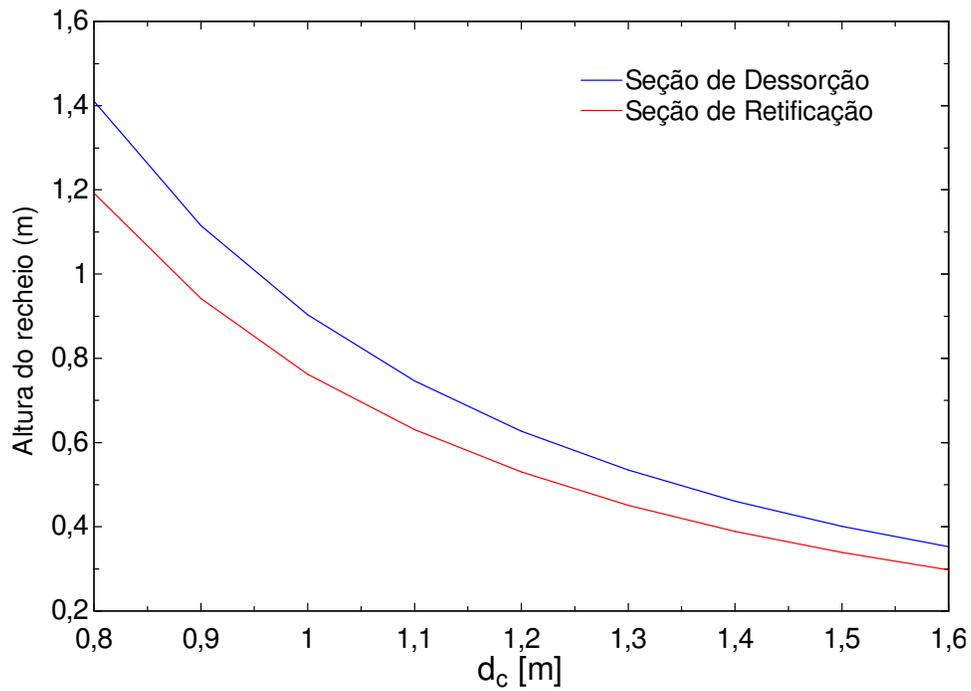


Figura 4.1.19: Valores da altura de recheio calculados para diferentes valores de diâmetro interno da coluna

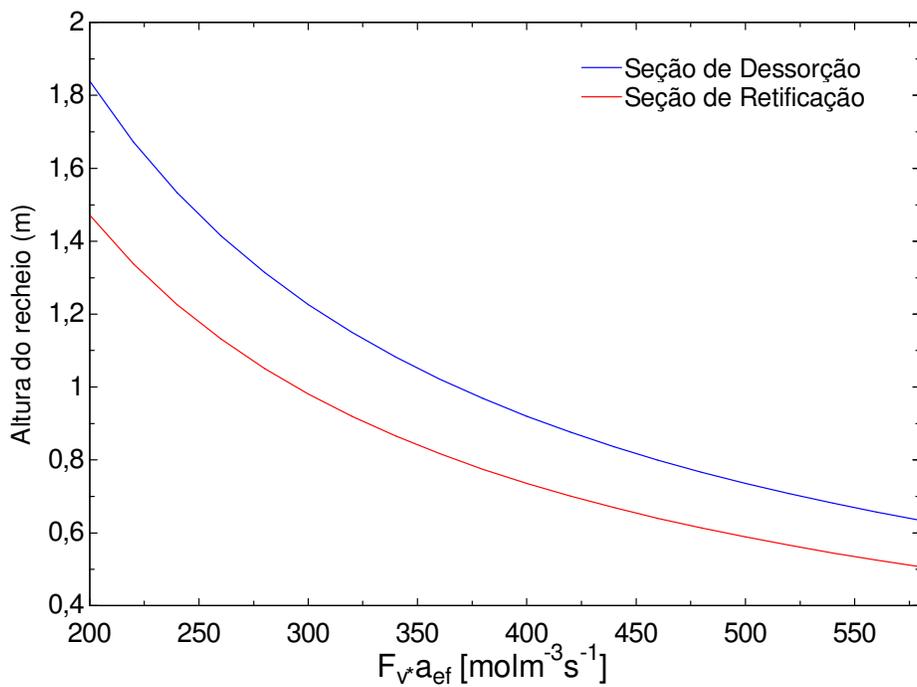


Figura 4.1.20: Valores da altura de recheio calculados para diferentes valores do coeficiente de transferência de massa volumétrico

Finalmente, os resultados estimados que permitem um pré-dimensionamento da coluna de recheio, composta pelas seções de dessorção e retificação, utilizando os dados calculados para a coluna do sistema de simples estágio, são mostrados na Tabela 4.1.11.

*Tabela 4.1.11: Condições de operação e parâmetros calculados para dimensionamento da coluna de recheio*

	<b>Seção de Dessorção</b>	<b>Seção de Retificação</b>
Pressão interna $P_c$ (bar)	14,34	14,34
Diâmetro interno da coluna $d_c$ (m)	1	1
Concentração do vapor de entrada ( $kg_a/kg_m$ )	0,702	0,952
Concentração do vapor de saída ( $kg_a/kg_m$ )	0,914	0,964
<b>Coefficiente de transferência de massa</b> $F_v \cdot a_{ef}$ ( $mol \cdot m^3 \cdot s$ )	407,22	385,79
<b>Altura de recheio <math>H_c</math> (m)</b>	0,903	0,763
<b>Altura de recheio total <math>H_{ct}</math> (m)</b>	1,67	

#### 4.2 Resultados referentes à integração do abatedouro com o sistema de absorção

Conforme mencionado, o abatedouro visitado possui uma capacidade de abate de 180.000 aves/dia (500 ton/dia), sendo o vapor produzido por uma caldeira de capacidade nominal 12 ton/h de vapor, distribuído entre os setores de digestão, trocadores de calor (água quente), escalda, etc.

Busca-se, então, nessa seção, apresentar, qualitativa e quantitativamente, a melhor forma de integração desse vapor (e outras formas de se obter energia térmica) com o sistema de refrigeração por absorção.

#### 4.2.1 Reaproveitamento do vapor de cocção (subprodutos sólidos)

No item 2.2.3.2, fora analisado, qualitativamente, o potencial dos gases que deixam os digestores, provenientes da umidade evaporada dos subprodutos. A princípio, comentou-se o potencial dessa fonte para integração com o sistema de absorção, entretanto, por ter uma temperatura relativamente baixa, fora também mencionado que não seria energeticamente suficiente para funcionamento do ciclo de absorção analisado, cuja temperatura mínima da fonte térmica estaria em torno de 150 °C.

Assim, nesse caso, a melhor forma de aproveitamento é encontrada analisando-se globalmente o setor energético do abatedouro. Conforme também já mencionado, o abatedouro possui sua parcela de utilização de água quente (escalda, limpeza, esterilização, etc). No entanto, para obtê-la, se usa o vapor de alta pressão proveniente na caldeira, o que seria um “desperdício energético”. Portanto, a proposta, nesse caso, é a utilização dos vapores de cocção para produção de água quente, enquanto que a parcela de vapor economizada, com maior potencial energético, seria utilizada no gerador do sistema de absorção, que realmente necessita de uma fonte térmica de maior temperatura.

A Tabela 4.2.1 resume essa proposta. Consideram-se os dados do abatedouro visitado, com uma produção de 180.000 aves/dia e, conseqüentemente, aproximadamente 121 toneladas de resíduos sólidos no mesmo período. Considerando também a carga de trabalho mostrada na tabela e o custo do vapor calculado para o abatedouro, a produção de vapor saturado à pressão ambiente obtida pela evaporação da umidade proveniente dos subprodutos foi de 4.369 kg/h.

Por meio de um balanço energético, pode-se obter a vazão de água que poderia ser aquecida de 30 a 70 °C, que é a temperatura média da água quente utilizada no abatedouro, o que resultou em 58.937 kg/h de água quente. O próximo passo é calcular quanto de vapor a alta pressão se economizaria deixando de produzir essa água quente. Realizando-se outro balanço de energia, a economia de vapor encontrada foi de 4,76 ton/h, o que, considerando o custo da tonelada de vapor, também poderia representar uma economia mensal de R\$ 41.962, caso não fosse utilizado no sistema de absorção.

Segundo dados de Gelman *et al* (1989), mostrados na Tabela 3.5.1 no Capítulo 3, estima-se, proporcionalmente, que o consumo de água quente do abatedouro analisado está em torno de 2.200.000 litros por dia, o que representaria um consumo de água quente em torno de 120.000 litros/hora. Ou seja, teoricamente, a produção de água quente com os vapores residuais dos digestores (58.937 kg/h) representaria aproximadamente metade da demanda do abatedouro.

*Tabela 4.2.1: Resultados da obtenção de água quente com o vapor da umidade dos subprodutos sólidos utilizando dados de produção do abatedouro visitado*

<b>Abate de aves</b>	180.000 aves/dia
<b>Estimativa dos resíduos sólidos produzidos</b>	121 ton/dia (65 % de umidade)
<b>Horas diárias de trabalho</b>	18 horas/dia
<b>Dias anuais de trabalho</b>	265 dias/ano
<b>Custo do vapor (caldeira à lenha)</b>	24,16 R\$/ton
<b>Produção de vapor no digestor</b>	4.369 kg/h
<b>Produção de água quente a 70 °C</b>	<b>58.937 kg/h</b>
<b>Economia de vapor na caldeira</b>	<b>4,76 ton/h</b>
<b>Economia financeira</b>	<b>41.962 R\$/mês</b>

#### 4.2.2 Obtenção de biogás (águas residuais)

A Figura 4.2.1 propõe de forma resumida um diagrama simples para obtenção e utilização do biogás para o propósito desse trabalho. Os diferentes tipos de digestão anaeróbica (reatores, lagoas cobertas, etc) foram citados e alguns brevemente discutidos anteriormente, já que não se encaixam no objetivo principal e devem ser estudados mais a fundo, principalmente na questão bioquímica, caso essa alternativa seja escolhida.

Para uma análise quantitativa e mais concreta, é necessário estimar o potencial de produção de biogás pelo abatedouro. Para tal, o volume de águas residuais deve ser estimado e, a partir de suas características orgânicas, pode-se obter o volume de biogás teoricamente produzido.

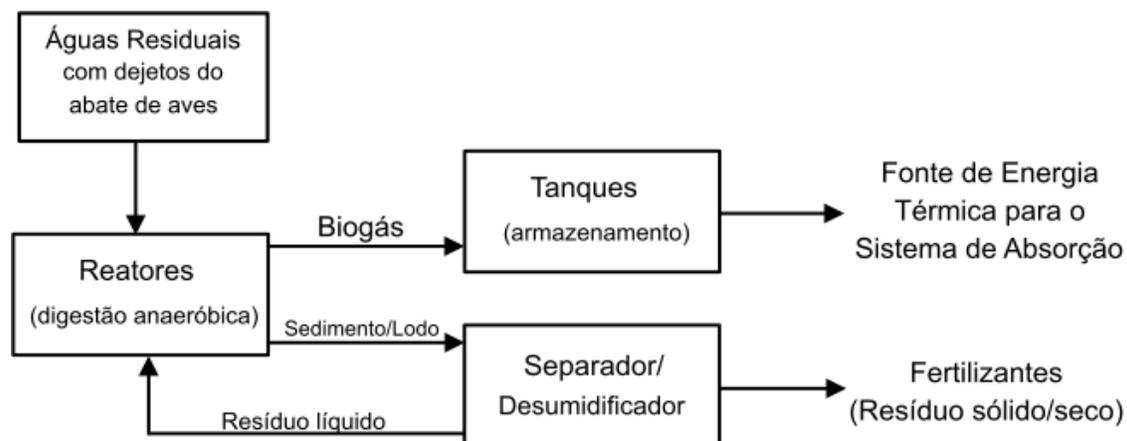


Figura 4.2.1: Proposta de obtenção e utilização de biogás no abatedouro

A Tabela 3.5.1, apresentada no Capítulo 3, mostra o primeiro passo desse cálculo. O resultado final fora adotado para efeito de cálculo e sugere um consumo de água equivalente a 37 litros por ave abatida (GELMAN *ET AL*, 1989). Esse valor envolve os setores de lavagem de pisos e equipamentos, limpeza, secagem e resfriamento (*chillers*) das carcaças, efluentes da graxaria, etc. Entretanto, é possível estabelecer valores que vão desde 10 até 55 litros de água por ave (NASCIMENTO *ET AL*, 2000).

Comodescrito no item 3.5.2, calculou-se a produção teórica de metano e, através do valor adotado da carga de DQO removida no reator, obteve-se um valor de carga orgânica disponível para digestão e, então, a produção de metano estimada e seu respectivo calor energético. Assim, o valor calculado da produção de metano foi de  $5.695 \text{ m}^3/\text{dia}$  e a recuperação energética teoricamente representaria uma oferta ao abatedouro de  $131.141 \text{ MJ}/\text{dia}$ . Esse processo e seus resultados são mostrados na Tabela 4.2.2.

Como colocado no item 4.1, o ciclo de absorção de simples estágio analisado resultou em uma demanda energética no gerador de  $3.336,75 \text{ kW}$ . Considerando, assim, a carga de trabalho de 18 horas, a oferta energética teórica de biogás seria de  $2.023,78 \text{ kW}$ . Portanto, ainda que não seja utilizado vapor a alta pressão proveniente da caldeira como fluido de aquecimento no gerador do sistema, a produção de biogás a partir dos afluentes do abatedouro mostra-se um potencial razoável não só como fonte de energia para o sistema de absorção, mas como para qualquer outra

aplicação que gere economia energética e, conseqüentemente, financeira, tornando o ambiente industrial do abatedouro mais sustentável e lucrativo.

*Tabela 4.2.2: Dados para obtenção da produção teórica de biogás a partir das águas residuais*

<b>Abate de aves</b>	180.000 aves/dia
<b>Consumo de água por ave</b>	37 litros/ave
<b>Consumo total de água por dia</b>	6.660.000 litros/dia
<b>Carga de DQO removida</b>	2.232 mg/L
<b>Carga orgânica disponível para digestão</b>	14.865 kgDQO/dia
<b>Carga orgânica gerada diariamente</b>	82,58 gDQO/ave
<b>Temperatura Operacional do Reator</b>	26 °C
<b>Taxa de Conversão de Metano*</b>	2,61 kg/m <sup>3</sup> DQO removido
<b>Produção Teórica de Metano**</b>	<b>5.695 m<sup>3</sup>/dia</b>
<b>Estimativa da oferta energética de biogás</b>	<b>131.141 MJ/dia</b>

\*Obtido da Equação 2.2.2.

\*\*Obtido da Equação 2.2.1.

#### 4.2.3 Fluxograma de reaproveitamento dos subprodutos

O objetivo das seções 2.2.3.1 a 2.2.3.4, dentro da integração do projeto de geração de frio no abatedouro, foi reunir e resumir técnicas para recuperação e reutilização dos resíduos de abate de frangos, no intuito principal de se buscar uma alternativa de baixo custo operacional que viabilize o funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção.

Juntamente com qualquer das alternativas sugeridas, é necessário, conforme já discutido, a realização concomitante de uma análise de viabilidade financeira, que justificará economicamente o investimento. Ratifica-se, no entanto, que a busca por formas de aproveitamento energético caminha para um processo muito mais limpo, econômico e sustentável.

A Figura 4.2.2 reúne, então, dentro do tema pesquisado, as práticas mais viáveis para recuperação dos subprodutos de origem animal em abatedouros, no intuito final de se aumentar a

eficiência energética da indústria e viabilizar a integração com o sistema de refrigeração por absorção.

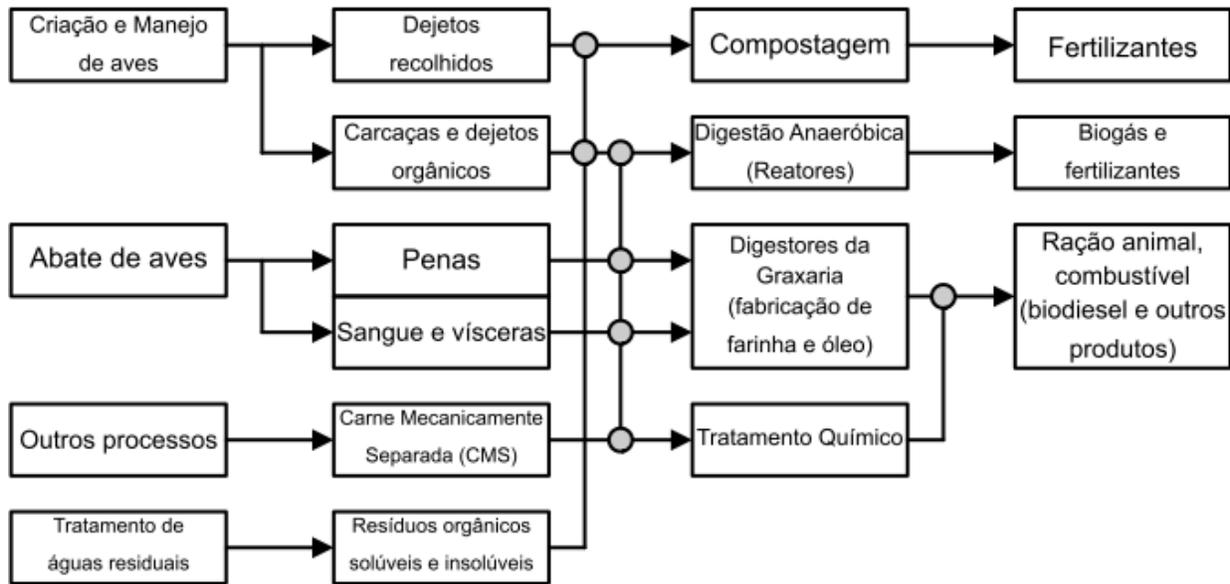


Figura 4.2.2: Diagrama das práticas mais viáveis para recuperação dos resíduos do abate de aves

#### 4.2.4 Proposta final de integração

Assim, analisando-se as informações acerca da estrutura energética de um abatedouro de grande porte, pode-se propor diversas configurações para integração dos setores de energia térmica de alta e baixa temperatura. A Figura 4.2.4 mostra uma sugestão, em que, ao invés de se usar vapor de alta pressão para obtenção de água quente, utilizada em larga escala, esse vapor é destinado ao gerador do sistema de absorção, enquanto que a água quente é produzida em um trocador de calor fechado com o vapor sujo proveniente dos processos de digestão, antes de esses serem tratados. O vapor utilizado na camisa do digestor, no entanto, permanece como antes, retornando condensado para o tanque de alimentação da caldeira (Figura 4.2.3). Esse processo foi quantificado na Tabela 4.2.1.

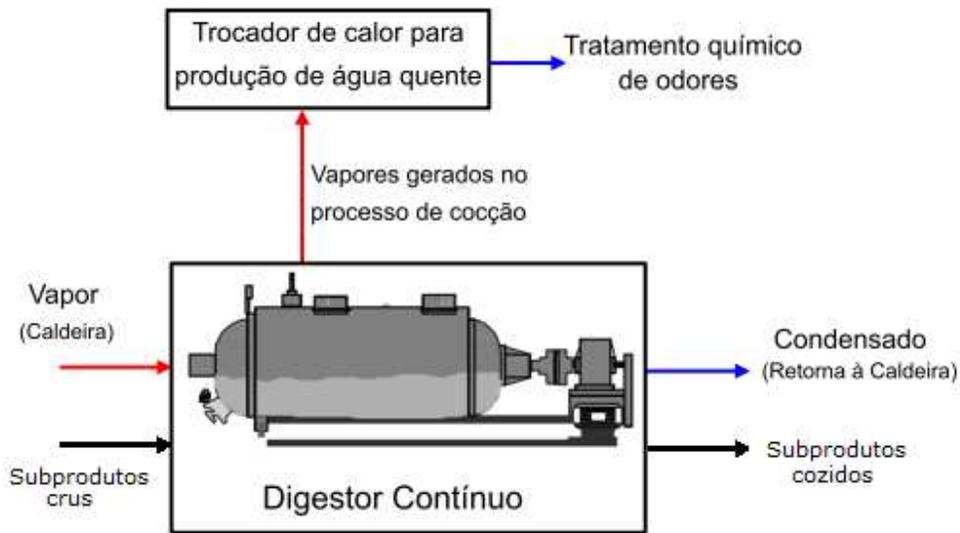


Figura 4.2.3: Utilização dos vapores provenientes do digestor para produção de água quente

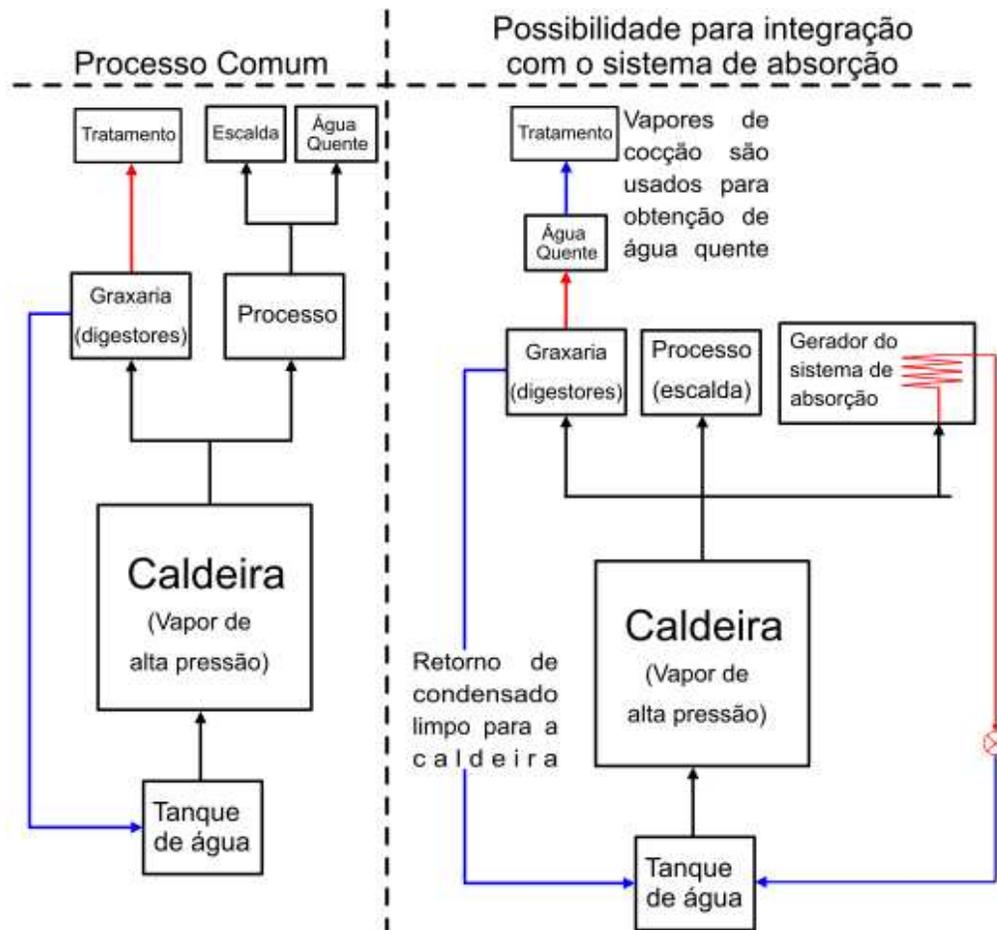


Figura 4.2.4: Sugestão de integração dos sistemas de alta e baixa temperatura no abatedouro

Finalmente, a Figura 4.2.5 mostra o fluxograma de integração do abatedouro de aves com o sistema de refrigeração por absorção. Representadas na figura, estão as principais formas de se obter fontes potenciais de energia térmica no próprio ambiente industrial do abatedouro, de forma que o custo operacional seja muito baixo, com o objetivo de viabilizar a implantação do sistema de refrigeração.

A principal fonte de recuperação energética (indireta) está nos subprodutos do abate de aves. A carga orgânica dos efluentes líquidos residuais permite, através da digestão anaeróbica, obtenção de biogás, que pode ser utilizado como fonte energética no sistema de absorção. Os resíduos sólidos são aproveitados normalmente para fabricação de farinha e óleo, no entanto, aproveita-se também sua umidade evaporada com o intuito de produzir água quente economizando vapor à alta pressão, que por sua vez pode ser utilizado no sistema de refrigeração por absorção.

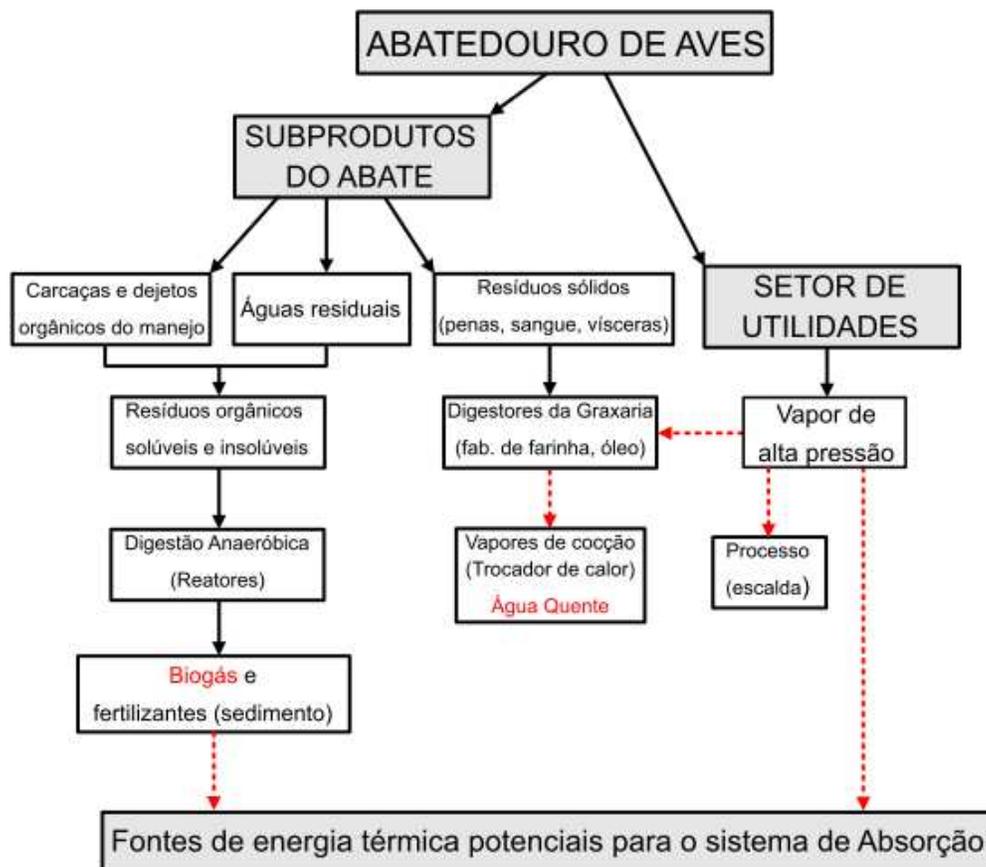


Figura 4.2.5: Fluxograma de integração do abatedouro com o sistema de refrigeração por absorção

#### **4.3 Viabilidade econômica da implantação do sistema de refrigeração por absorção**

No capítulo 3, foi vista metodologia de análise de custo, a qual inclui, obviamente, o detalhamento de valores de custos fixos e operacionais para que, através das ferramentas de análise de recuperação financeira, a vantagem econômica do investimento seja obtida. No caso da implantação parcial do sistema de refrigeração por absorção em detrimento a uma parcela da carga térmica antes atendida pelo sistema de compressão, ressaltou-se a possibilidade de se aproveitar recursos e equipamentos, diminuindo o investimento inicial necessário.

Como um detalhamento de todos os custos de equipamentos, materiais, serviços, etc é uma tarefa onerosa, pois antes deve haver um projeto integral do sistema de absorção, os resultados da análise de viabilidade financeira foram divididos em duas partes.

Na primeira, criou-se um modelo que recebe todos dados de entrada referentes aos custos no abatedouro e faz uso de todas as ferramentas de análise financeira. Para tal, os custos de implantação e operação foram estimados apenas com o intuito de se aplicar a metodologia escolhida e validar o modelo.

No segundo, são feitas hipóteses para simplificação e então, as variáveis de custo são adimensionalizadas, a fim de se obter resultados mais genéricos que avaliam o payback do investimento em função da razão entre os custos específicos de energia térmica e elétrica.

##### **4.3.1 Estudo de caso utilizando o programa de viabilidade econômica**

Como o sistema estudado foi tratado teoricamente, para exemplificação do método, será feita uma estimativa aproximada com os dados coletados no abatedouro e de fornecedores, para obtenção e interpretação de resultados, utilizando o algoritmo implementado. Conforme já discutido, será considerado que a recuperação dos custos será na economia de energia elétrica da

inativação de parte do sistema de compressão, considerando que a fonte de energia térmica para o ciclo de absorção será obtida no próprio abatedouro conforme as diversas maneiras já discutidas.

Para se estimar a economia de energia elétrica, foi feito, também no programa *EES*, um programa simples de simulação de um ciclo de refrigeração por compressão para a mesma carga térmica e mesmas temperaturas de evaporação e condensação do sistema de absorção simples estágio. Considerando uma eficiência de compressão de 80 %, foi obtida uma potência de compressão de 349,61 kW e, considerando também as informações do abatedouro mencionadas, como custo médio de energia elétrica de 0,152 R\$/kWh, foi calculada uma economia mensal de R\$ 24.869,63, apenas com o consumo “evitado” de energia elétrica, o qual seria consumido pela parcela do sistema de compressão, cuja demanda de frio passaria a ser atendida pelo sistema de absorção. Quanto à manutenção, essa não será considerada constante, mas sim uma série gradiente linear, conforme já mostrado.

Nesse estudo de caso será usada uma taxa de 0,69 % a.m. (TMA) em um tempo de análise de 10 anos, para facilitar exposição gráfica dos resultados. Trata-se de uma taxa de juros relativamente alta, porém é geralmente utilizada para esse tipo de investimentos, partindo do raciocínio de que ele deve ser pelo menos mais viável que um investimento de renda fixa. A taxa de juros escolhida para pagamento do financiamento foi de 0,287 % a.m., por motivos já explicados na metodologia.

As Tabelas 4.3.1 e 4.3.2 mostram dados de entrada utilizados para obtenção dos resultados de viabilidade econômica da implantação do sistema de refrigeração por absorção no abatedouro.

*Tabela 4.3.1: Dados de entrada para o cálculo de viabilidade econômica*

<b>VARIÁVEL</b>	<b>ESTIMATIVA (VALOR)</b>
Taxa Mínima de Atratividade (TMA)	0,69 % a.m.
Tempo de análise	10 anos
Taxa de juros do financiamento	0,287 % a.m.
Tempo para quitar financiamento	12 meses
Imposto de Renda	34 %
Valor Residual dos bens	20 %

Tabela 4.3.2: Estimativas de insumos, serviços e bens para a implantação e operação do sistema de absorção para aplicação da metodologia específica de viabilidade econômica

Insumo/Serviço/Bem	Estimativa (Valor Monetário – R\$)	Frequência
Equipamentos e Materiais	500.00,00*	Única
Infraestrutura	50.000,00	Única
Recursos Humanos	20.000,00	Única
Custo inicial de insumos (amônia, água)	3.000,00	Única
Custos mensais (insumos e operação)	3.000,00	Mensal
Economia mensal com o consumo evitado de energia elétrica	25.000,00	Mensal
Manutenção	600,00 (gradiente de R\$ 40,00)	Mensal

\*Valores utilizados apenas para exemplo de aplicação da metodologia e não devem ser tomados como valores reais de custo no mercado.

Assim, os dados estimados servem para obtenção de resultados de análise financeira através do algoritmo criado em programa, que estabelece um modelo possível de ser facilmente reutilizado em outras condições. Calcula-se, então, para o caso considerado, o Valor Presente Líquido (VPL), o *payback* descontado e a Taxa Interna de Retorno (TIR), entre outros resultados, mostrados na Tabela 4.3.3.

Para o estudo de caso, estimou-se um investimento inicial de R\$ 573.000,00 que, juntamente com os custos operacionais estimados, resultou em um investimento com um VPL de R\$ 565.420,88. Considerando que o VPL é o cálculo de quanto os pagamentos futuros estariam valendo no presente, o investimento teria uma boa viabilidade. O *payback* obtido foi de 3,77 anos, que é razoável para um investimento de grande porte.

Tabela 4.3.3: Principais resultados do programa de calcula de viabilidade econômica

Parâmetros	Resultado
Investimento Inicial	R\$ 573.000,00
Parcela mensal de manutenção	R\$ 2.653,65
Valor residual presente dos equipamentos	R\$ 43.816,64
<b>VPL + valor residual presente dos equipamentos</b>	<b>R\$ 565.420,88</b>
<b>Payback descontado</b>	<b>3,77 anos</b>
<b>TIR</b>	<b>2,79 % a.m.</b>

Os resultados obtidos com os algoritmos para cálculo dos parâmetros financeiros podem ser comparados com as funções internas do Microsoft Excel. Assim, faz-se o programa gerar um arquivo *.txt* com os valores calculados de fluxo de caixa e VPL mensal. Importa-se o arquivo para o *Excel*, o qual possui as funções que calculam VPL e TIR. A Tabela 4.3.4 mostra uma comparação entre os resultados.

Tabela 4.3.4: Comparação do cálculo de TIR e VPL pelo algoritmo e pelo Excel

Parâmetros	Resultado do algoritmo	Resultado do Excel	Erro relativo
<b>VPL + valor residual presente dos equipamentos</b>	R\$ 565.420,8750	R\$ 565.420,9440	0,000012 %
<b>TIR</b>	2,7905078 % a.m.	2,7905086 % a.m.	0,00003 %

Os gráficos abaixo mostram a variação do fluxo de caixa descontado e do VPL com o passar dos meses. Na Figura 4.3.1, observa-se que a partir do décimo segundo mês, que é quando o financiamento é pago, o balanço é positivo, ou seja, prevalece o lucro obtido com a economia de energia elétrica.

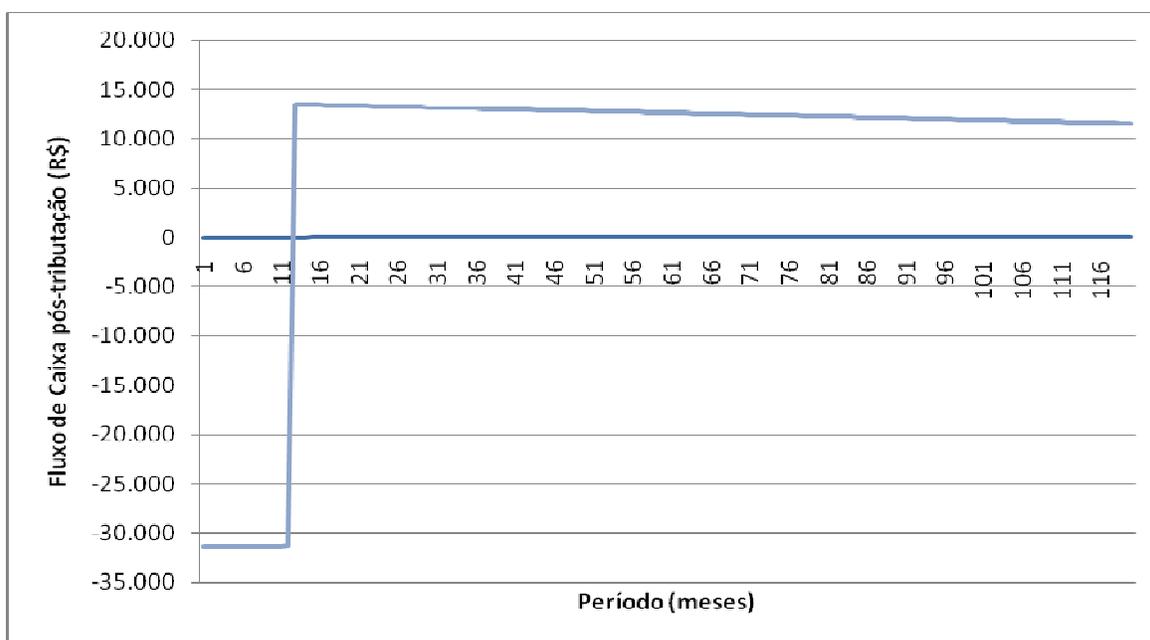


Figura 4.3.1: Gráfico do fluxo de caixa líquido no decorrer dos meses

A Figura 4.3.2 está relacionada com a primeira, entretanto, exibe o real significado da viabilidade financeira. Aproximadamente após o quadragésimo quinto mês (depois de 3,75 anos), o VPL é nulo, o que significa que todo o capital investido foi retornado. Retomando os conceitos, esse ponto remete à definição da TIR e indica o tempo *payback* (calculado 3,77 anos), a partir do qual o investimento passa a gerar mais lucro do que despesas, como pode ser observado no gráfico. Após os 10 anos (120 meses), o valor presente líquido calculado (R\$ 565.420,88) também pode ser observado no gráfico.

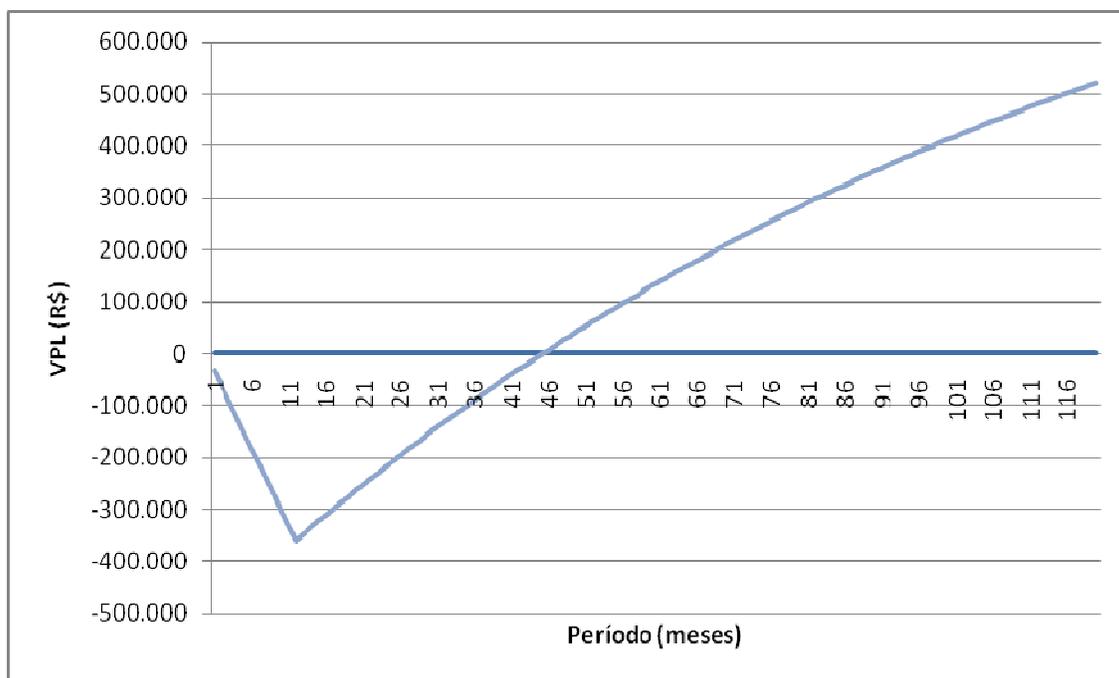


Figura 4.3.2: Gráfico do Valor Presente Líquido no decorrer dos meses

A Tabela 4.3.5 mostra a análise de cada equipamento baseada na ferramenta de Custo/Benefício “energético”, que computa o custo energético de cada equipamento, dado pela razão entre o saldo computado pelo fluxo de caixa pós-tributação em um determinado período e o calor ou trabalho trocado/recebido de cada equipamento.

Tabela 4.3.5: Custo/Benefício dos equipamentos no período  $n = 30$

<b>C/B (R\$/kW) / Equipamento</b>	<b>Simples estágio (Fig. 3.1.1)</b>	<b>GAX (Fig. 3.2.1)</b>
Gerador	5,61	6,29
Absorvedor	5,67	6,88
Condensador	9,94	9,89
Evaporador	10,19	10,19
PASR	13,24	-
SR	80,30	73,12

As Figuras 4.3.3 e 4.3.4 abaixo mostram a tela inicial do programa (ainda como executável, por não possuir uma interface) e parte dos resultados obtidos, respectivamente.

```

Dissertacao de mestrado - Tulio Benedetti
Faculdade de Engenharia Mecanica - UNICAMP

Esse programa calcula, atraves de ferramentas de calculo financeiro, a
viabilidade economica de um sistema de refrigeracao por absorcao em substituicao
de uma parcela de um sistema de compressao.

Os INPUTS para o calculo serao pedidos da seguinte forma:

1)CUSTOS FIXOS GERADOS PELA IMPLANTACAO DO SISTEMA DE ABSORCAO
  1.1)Custo dos Equipamentos
  1.2)Custo de Infraestrutura
  1.3)Custo de RH
  1.4)Custo inicial de insumos

2)CUSTOS MENSAIS GERADOS PELA IMPLANTACAO DO SISTEMA DE ABSORCAO
  2.1)Custo mensal de insumos
  2.2)Outros custos mensais na operacao do sistema

3)CUSTOS DE MANUTENCAO
4)ESTIMATIVA DE ECONOMIA DE ENERGIA ELETRICA

5)FINANCIAMENTO

Primeiramente inclua a TMA<Taxa Minima de Atratividade> mensal em %
para analise do investimento:

```

Figura 4.3.3: Tela inicial do algoritmo para cálculo da viabilidade econômica

```

TMA: 0.69 %a.m
Tempo para análise economica: 120 meses

Custo dos Equipamentos: 500000.00
Custo de Infraestrutura: 50000.00
Custo Adicional de Recursos Humanos: 20000.00
Custo da carga de amonia: 3000.00
Investimento inicial (FIXO): 573000.00
Custo mensal de insumos: 3000.00
Parcela mensal de manutencao do sistema de absorcao: 2653.65
Economia mensal com energia eletrica: 25000.00
Taxa de juros mensal para o financiamento: 0.29 %a.m (= 3.50 %a.a)
Parcela mensal para pagamento do financiamento em 12 meses : 48645.46

Valor Residual Presente dos equipamentos: 43816.64 reais
UPL = 565420.8750 reais
Payback = 45.22 meses = 3.77 anos
TIR = 2.79050779 %a.m
Erro Relativo: 0.000000 %
Deseja visualizar o Fluxo de Caixa?(s/n)

```

*Figura 4.3.4: Parte dos resultados obtidos com o algoritmo*

### 4.3.2 Análise genérica do retorno do investimento

Nessa seção, ao contrário da anterior, a análise da viabilidade econômica da implantação do sistema de refrigeração por absorção é feita mais genericamente, pois não necessariamente considera que a energia térmica necessária será integralmente recuperada e, conseqüentemente, não exclui outras aplicações industriais.

Como sistemas de absorção não são comuns, o cálculo do custo exato de investimento e de operação depende de um detalhamento e projeto integrais de um sistema de absorção, que estão fora do escopo deste trabalho. Além disso, nos casos em que a demanda de energia térmica do sistema de absorção não puder ser integralmente obtida através de processos de recuperação energética, seu custo deverá ser considerado, além do fato de que poderá ser obtido de diferentes fontes, cada uma, com custos de obtenção variados.

Assim, algumas variáveis necessitam ser fixadas ou adimensionalizadas e serão mostradas futuramente. Primeiramente, faz-se algumas hipóteses para esse caso:

- O custo da energia térmica (necessária) e da energia elétrica (evitada) são os únicos consideráveis dentre os custos operacionais;
- Os custos de recursos humanos e manutenção para os sistema de compressão e absorção são da mesma ordem de grandeza;
- As variáveis fixadas encontram-se na Tabela 4.3.6.

Tabela 4.3.6: Variáveis fixadas

VARIÁVEL	VALOR
TMA	0,69 % a.m.
Vida útil	20 anos
Taxa de juros do financiamento	0,287 % a.m.
Tempo para quitar financiamento	36 meses
Imposto de Renda	34 %
Valor Residual dos bens	20 %
Carga Térmica do sistema de absorção	1291 kW
Potência de compressão (evitada) para T <sub>E</sub> = -10 °C	350 kW
Potência de compressão (evitada) para T <sub>E</sub> = -15 °C	404 kW
Tempo mensal de operação	468 horas

É possível então a criação do gráfico mostrado na Figura 4.3.5, em que as variáveis consideradas foram adimensionalizadas, sendo “ $I_o$ ” o investimento inicial em  $UM$  (unidade monetária), “ $Q_e$ ” a carga térmica em  $kW$  e “ $c_e$ ” o custo unitário de energia elétrica considerando o tempo mensal de operação ( $UM/kW$ ). Assim, pelo gráfico, se obtém o *payback* da implantação de um sistema de refrigeração por absorção em um determinado ambiente industrial considerando as variáveis da Tabela 4.3.6, no entanto, para diferentes razões entre os custos específicos de energia térmica e elétrica, variável chamada de  $RCE$ . Ou seja, consideram-se agora situações em que pode haver algum custo para se obter a energia térmica necessária no ciclo de absorção. Ambas variáveis são didaticamente denifidas pelas Equações 4.3.1 e 4.3.2.

$$RCE = \frac{\text{Custo da energia térmica} [UM / kJ]}{\text{Custo da energia elétrica} [UM / kJ]} \quad (4.3.1)$$

$$\frac{I_o}{Q_e \cdot c_e} = \frac{\text{Investimento Inicial [UM]}}{\text{Capacidade Térmica} \cdot \text{Custo Unitário de En. Elétrica [kW} \cdot \text{UM / kW]}} \quad (4.3.2)$$

A Figura 4.3.6 mostra o mesmo procedimento, entretanto, para uma situação diferente, em que o sistema de absorção projetado operaria a uma temperatura de evaporação de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Foi visto anteriormente que, para o sistema de absorção, apesar de o abaixamento da temperatura de evaporação causar uma queda no desempenho, o mesmo abaixamento no ciclo de compressão causaria uma queda relativamente muito maior e, portanto, a troca seria ainda mais vantajosa.

Isso pode ser comprovado pela comparação entre as Figuras 4.3.5 e 4.3.6. Considerando, por exemplo, um valor de investimento (adimensionalizado) de 10 e uma razão entre os custos específicos de energia térmica e elétrica de 0,04, para o primeiro caso ( $T_E = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), o *payback* obtido é de 5,64 anos, enquanto que para o sistema de absorção projetado para uma temperatura de evaporação de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , nas mesmas condições, o *payback* obtido é de 4,28 anos.

Conclui-se, portanto, que a implantação (ou substituição parcial) do sistema de absorção em detrimento a uma parcela da carga térmica de um sistema de compressão é ainda mais vantajosa em menores temperaturas de evaporação, pois nessas condições, a queda de desempenho do primeiro é relativamente menor que a do segundo. Conseqüentemente, o retorno do investimento ocorre em menor tempo.

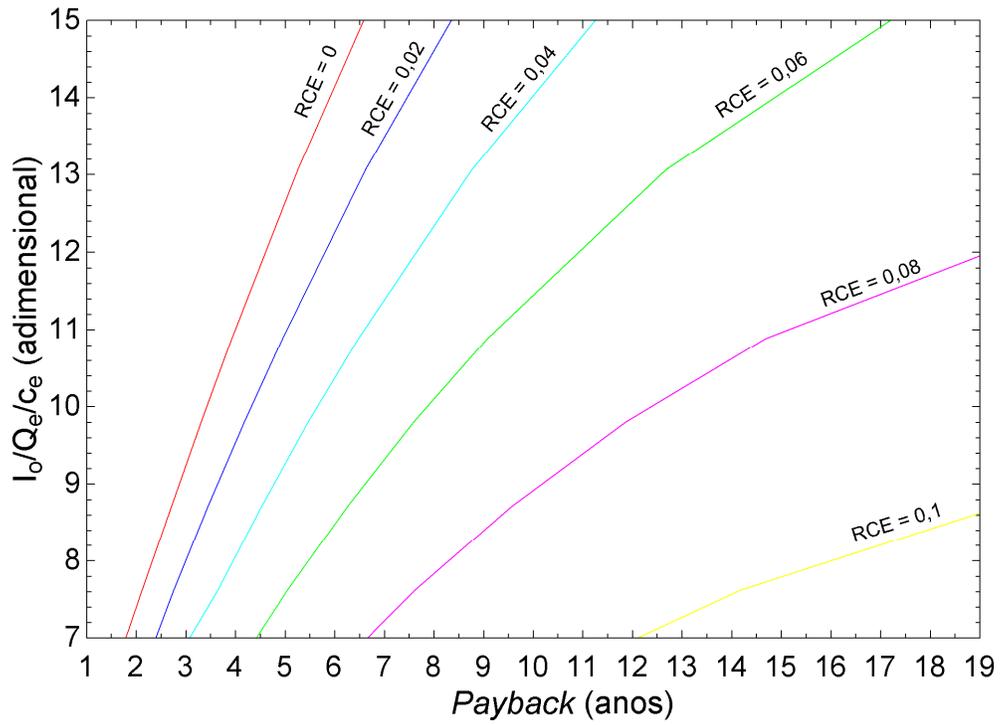


Figura 4.3.5: Variação do payback com o investimento adimensionalizado ( $T_E = -10\text{ }^\circ\text{C}$ )

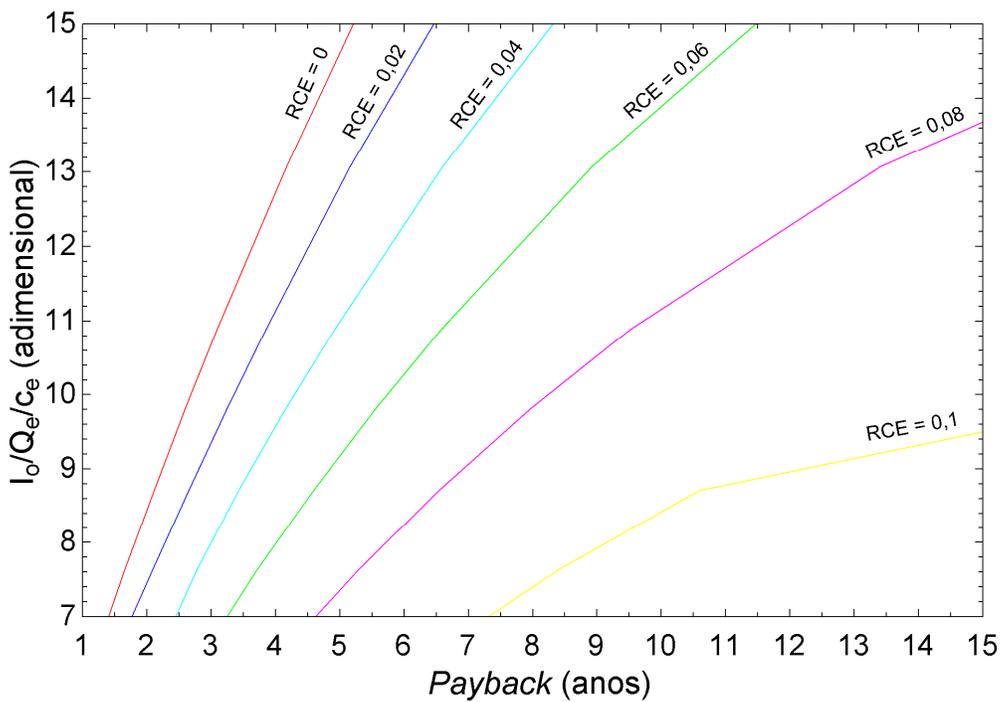


Figura 4.3.6: Variação do payback com o investimento adimensionalizado ( $T_E = -15\text{ }^\circ\text{C}$ )

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

Este trabalho apresentou uma análise técnica e econômica da substituição parcial do sistema de refrigeração por compressão de vapor por um sistema de absorção água-amônia e sua integração energética com um abatedouro de aves.

Essencialmente, a fim de cumprir os objetivos deste trabalho, três estudos foram realizados e estão direta ou indiretamente interligados: i) análise técnica do sistema de absorção, como a simulação termodinâmica, análise paramétrica e pré-dimensionamento dos equipamentos principais; ii) Busca de formas potenciais de integração do sistema com um ambiente industrial com larga oferta e demanda de energia, além de possíveis formas de recuperação de energia térmica, como abatedouros de aves; iii) Estudo de viabilidade econômica a fim de criar um modelo que, a partir de informações de custo fixo e operacionais, retorne a viabilidade financeira da implantação do sistema de refrigeração por absorção.

A simulação termodinâmica mostrou-se útil para determinação dos parâmetros ótimos de operação das quatro diferentes configurações estudadas: o sistema de simples estágio com pré-aquecedor de solução rica e sub-resfriador; este mesmo sistema, alternadamente, sem o pré-aquecedor e sem o sub-resfriador; e o sistema *GAX* (*Generator Absorber heat eXchange*).

Os resultados mostram que a seleção da temperatura do gerador e a purificação do vapor refrigerante são importantes parâmetros para o projeto de sistemas com valores ótimos de desempenho.

Conclui-se também que os trocadores de calor aumentam o desempenho do ciclo significativamente (em mais de 40 %), sendo o pré-aquecedor de solução rica indispensável. O maior valor do *COP* foi alcançado para o ciclo *GAX*, entretanto, este se mostrou muito mais vantajoso operando com valores relativamente altos de temperatura de evaporação e geração e valores relativamente baixos de temperatura de condensação. Assim, a vantagem energética do *GAX* fica condicionada a escolha adequada de alguns parâmetros, principalmente a temperatura no gerador, fator responsável pelo desnível térmico entre absorvedor e gerador, potencial fundamental e viabilizador da recuperação de calor no *GAX*.

A análise paramétrica identificou que para baixas temperaturas de evaporação (neste caso, abaixo de  $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), o sistema de simples estágio apresenta coeficiente de desempenho superior ao GAX. Além disso, se combinadas as restrições de baixa temperatura de evaporação e baixa temperatura da fonte de calor (temperatura do gerador), o fato se repete, apesar da suposta superioridade e complexidade do sistema GAX em termos de recuperação energética.

Foram feitas propostas de integração do sistema com o abatedouro, sendo que a principal fonte de recuperação de energia térmica é obtida indiretamente através dos subprodutos do abate de aves. A carga orgânica dos efluentes líquidos residuais apresenta um grande potencial energético, através da obtenção de biogás por digestão anaeróbica, que pode ser utilizado como fonte de energia térmica no sistema de absorção ou no gerador de vapor.

Paralelamente, a umidade evaporada nos digestores da graxaria pode ser aproveitada para produção de água quente e o vapor a alta pressão, que seria utilizado para essa finalidade, fica disponível para utilização no sistema de refrigeração por absorção

A combinação dessas alternativas pode suprir até 100 % das necessidades energéticas do sistema de refrigeração por absorção, dependendo da capacidade de refrigeração da parcela do sistema por compressão de vapor a ser substituída.

A análise econômica indicou possibilidade de rápido retorno financeiro quando o custo da energia elétrica for consideravelmente maior que o custo da energia térmica primária (ou quando esta poder ser obtida sem custo operacional através das técnicas de recuperação energética apresentadas).

Um outro método mais genérico de análise econômica foi desenvolvido através de um gráfico que fornece o tempo de retorno do investimento (*payback*) em função dos custos adimensionalizados da energia elétrica, da energia térmica primária e do investimento em equipamentos e instalações.

Considerando a validade das propostas de recuperação energética apresentadas e discutidas neste trabalho, o abatedouro é um ambiente potencial que, teoricamente, permitiria a obtenção da fonte energética a um custo muito baixo, viabilizando a implantação do sistema de absorção.

Além disso, é importante mencionar que a implantação (ou substituição parcial) do sistema de absorção em detrimento a uma parcela da carga térmica de um sistema de compressão é ainda

mais vantajosa em menores temperaturas de evaporação, pois nessas condições, a queda de desempenho do primeiro é relativamente menor que a do segundo. Consequentemente, a economia financeira obtida é maior, devido ao maior consumo de energia elétrica evitado.

Conclui-se, então, que o sistema de absorção tem condições de se firmar, principalmente no ambiente industrial estudado, desde que projetado corretamente e em paralelo com alternativas de recuperação energética ou utilização de fontes de energia primária de baixo custo, fatores substanciais para sua viabilidade energética e econômica.

Sugere-se, para futuros trabalhos, o dimensionamento técnico por completo de todos os equipamentos do ciclo, a fim de se obter valores de custo reais de mercado e, então, utilização da metodologia de custo a fim de se obter resultados concretos sobre a viabilidade econômica da implantação do sistema.

Sugere-se, também, o estudo a fundo do potencial do sistema GAX a fim de se discriminar de forma concreta e prática suas particularidades, bem como projeto e análise experimental do sistema.

Por fim, sugere-se o desenvolvimento exclusivo das técnicas sugeridas de recuperação energética a fim de se levantar os custos de cada para que se viabilize seu uso no Brasil.

## Referências

ABEF – Associação Brasileira dos Produtores e Exportadores de Frangos. **Relatório Anual 2008/2009**. Disponível em <http://www.abef.com.br>.

ABREU, A. F. **Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas**. 1999. 199p. Tese (Doutorado). Universidade de São Paulo, São Paulo.

AMOS, N. D. **Analysis of rendering and hot water heat energy use in meat plants**. 43<sup>rd</sup> ICOMST Congress Proceedings, Auckland, 1997.

ARAÚJO, J. *ET AL*, **Refrigeração por absorção – revisão sobre as tecnologias disponíveis**. X Congresso Brasileiro De Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento de Ar, 2007.

ARMAN, B., PANCHAL, C. B. **Absorption analysis of ammonia in an aqueous solution**. Proceeding of the intersociety energy, Conversion Engineering Conference, 1993.

ASHRAE HANDBOOK - FUNDAMENTALS, **Thermodynamics and refrigeration cycles**. 2001. Cap. 1.

ASHRAE HANDBOOK - FUNDAMENTALS, **Thermophysical properties of refrigerants**. 2005. Cap. 20.

ASHRAE REFRIGERATION HANDBOOK. **Absorption cooling, heating, and refrigeration equipment**. Ashrae Handbook: Refrigeration systems and applications. Atlanta, GA, 1994. Cap. 40, p. 40.1.

AUVERMANN, B. *ET AL*. **Carcass Disposal: A Comprehensive Review**. National agricultural biosecurity center consortium. USDA APHIS Cooperative Agreement Project. Carcass Disposal Working Group. 2004.

BALAMURU V. G. *ET AL.* **Simulation of ternary ammonia-water-salt absorption refrigeration cycles.** International journal of refrigeration 23, p. 31 - 42, 2000.

BARROS, F. D., LICCO, E. A. **A reciclagem de resíduos de origem animal: uma questão Ambiental.** Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia. 2008.

BENITO, Y. R., PARISE, J. A. R., VARGAS, J. V. C. **Análise paramétrica de um refrigerador de absorção com combustão de gás natural como fonte de calor.** 4º PDPETRO, Campinas, SP. 2007.

BIRD, R. B. STEWART, W. E. LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena.** 1 ed. New York: John Wiley & Sons, 1960. ISBN 0-471-073954.

BIRD R. B., STEWART W. E. **Transport phenomena.** New York. 2 ed. Wiley, 2002.

BLISKA, F. M. M., GONÇALVES, J. R. **Estudo da cadeia produtiva de carne bovina no Brasil.** EMBRAPA. Cadeias produtivas e sistemas naturais. Brasília, p.157-183 1998.

BOER, D. *ET AL.* **Effect of internal heat recovery in ammonia-water absorption cooling cycles: exergy and structural analysis.** Int. J. of Thermodynamics. Vol. 12 (No. 1), pp. 17-27, 2009.

BOGART, M.. **Ammonia Absorption Refrigeration in Industrial Processes.** Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1981.

BORGERT, J. A. **Otimização exergoeconômica de ciclos de absorção para geração de potência.** 2003 171p. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba.

Bosnjakovic, F. **Verdampfung und Flussigkeitsuberhitzung.** Tech. Mech. Thermodyn. Bevl. 1: 358-362, 1930.

BOURSEAU, P., BUGAREL, R. **Absorption-diffusion machines: comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O and NH<sub>3</sub>-NaSCN.** Int. J. Refrig. 9, p. 206 - 214, 1986.

BUENO, L. G. F. **Diagnóstico do uso de energia elétrica de um frigorífico de frangos de corte enfatizando medidas de eficiência energética.** 2008. 156p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

CHERNICARO, C. A. L. **Princípios do tratamento biológico de águas residuárias: Reatores anaeróbicos.** Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental – UFMG. Vol. 5. 246p. 1997.

CHILTON, T. H., COLBURN, A. P. **Distillation and absorption in packed columns. A convenient design and correlation method.** Ind. Eng. Chem. vol. 27, nº 3, p. 255-260, 1935.

CHURCHILL, S.W. **Friction Factor Spans All Fluid Flow Regimes.** Chem. Eng. 84 (24), 1977.

CONDE, M. **Thermophysical properties of {NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O} mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment.** Formulation for Industrial Use. M. Conde Engineering. Zurich, 2006.

CORTEZ, L. A. B., MUHLE I. N., SILVA A. **Refrigeração por absorção com o par água-amônia e seu potencial no caso brasileiro.** Revista Abrava, p33-38, jan./fev., 1994.

DANIELI, R. *ET AL.* **Bancada de ensaios de serpentinas com diferentes recobrimentos.** Mercofrio, 2006.

DENCKER, D.O., GROTHMAN, D.L., BERTHOUEX, P.M., SCULLY, L.J.P., KERRIGAN, J.E., **Characterization and potencial methods for reducing wastewater from in-plant hog slaughtering operations.** 2002.

DORGAN, C. B., LEIGHT, S. P., DORGAN, C. E. **Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat.** Ashrae. Atlanta, GA. 1995.

EDGAR, T. F., HIMMELBLAU, D. M. **Optimization of chemical processes.** New York, NY. Mc Graw Hill Book Company, 1 ed., 1998.

ELETROBRÁS, PROCEL. **Eficiência energética em sistemas de ar comprimido: manual prático** Procel. [il]. Rio de Janeiro, RJ. 86 p. 2005.

ELONKA, S. M., MINICH, Q. W. **Manual de refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: Mc Graw-Hill, 1978.

EL-SAYED ET AL, **Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures, theoretical implementation for use in Power cycles analysis**. Proc. Of ASME Meeting, n.82, p. 17 – 22. Florida, 1985.

EPA - United States Environmental Protection Agency. **Development document for the proposed effluent limitations guidelines and standards for meat and poultry products industry point source category**. (40 CFR 432), 2002.

FEINTUCH, H. M., TREYBAL, R. E. **The design of adiabatic packed towers for gas absorption and stripping**. Ind. Eng. Chem. Process. Des. Dev. vol. 17, p. 505-513, 1978.

FELAMINGO, J. C. **Produzindo frio através de calor de compressão e de gases de descarga de caldeira**. Tecnologia em Metalurgia e Materiais, v. 3, n.4, p. 36 – 39, 2007, São Paulo, SP.

FERNANDES, M. A. **Avaliação de desempenho de um frigorífico avícola quanto aos princípios da produção sustentável**. 2004. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, RS.

FERNÁNDEZ-SEARA, J. **Diseño, simulación, construcción y evaluación de un prototipo de sistema de refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O para la producción de frío en barcos de pesca, accionado con la energía térmica residual recuperada de los motores**. 1999. Tesis doctoral, Universidad de Vigo, España.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., VÁZQUEZ, M. **Transferencia de masa no equimolar en columnas empacadas para la rectificación de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O**. VI Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración, 2001, Buenos Aires, Argentina.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., VÁZQUEZ, M. **Simultaneous heat and mass transfer of a packed distillation column for ammonia-water absorption refrigeration systems.** Int. J. Therm. Sci., vol. 41, p. 927-935, 2002.

FERNANDEZ-SEARA, J., SIERES, J. and VAZQUEZ, M. **Distillation column configurations in ammonia-water absorption refrigeration systems.** International Journal of Refrigeration, Vol. 26, No. 1, p. 28-34, 2003a.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., ARAUJO, E., VÁZQUEZ, M. **Ammonia-water purification by means of a helical coil rectifier.** 2nd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT. 2003b, Victoria Falls, Zambia.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., VÁZQUEZ, M. **Heat and mass transfer analysis of a helical coil rectifier in an ammonia-water absorption system.** Int. J. Therm. Sci. vol. 42, p. 783-794, 2003c.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J., RODRÍGUEZ, C., VÁZQUEZ, M. **Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers.** Int. J. Therm. Sci. vol. 44, p. 277-288, 2005.

FERNÁNDEZ-SEARA, J., SIERES, J. **The importance of the ammonia purification process in ammoniawater absorption systems.** Energy Conv. Manag., 2006.

FERROLI, P. C., FIOD-NETO, M., CASAROTTO FILHO, N., CASTRO, J. E. **Emissões Zero: uma visão da metodologia zero em fábricas de subprodutos de origem animal.** XVII ENEGEP, Anais, Gramado- RS, 1997.

FONSECA JR., J. A., PIMENTA, J. M. D., CARVALHO, E. N. **Refrigeração por absorção – revisão sobre as tecnologias disponíveis.** Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica. LAAR, Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração. Brasília, DF. 2007.

FRANK, M. J. W., KUIPERS, J. A. M. SWAAIJ, W. P. M. van. **Diffusion Coefficients and Viscosities of CO<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O , CO<sub>2</sub> + CH<sub>3</sub>OH , NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O, and NH<sub>3</sub> + CH<sub>3</sub>OH Liquid Mixtures.** J. Chem. Eng. Data, v. 41, pp. 297-302, 1996.

FRITZON, A. and BERNTSSON, T. Efficient energy use in a slaughter and meat processing plant — opportunities for process integration *Journal of Food Engineering* 76 594-604, 2006.

FULLER, E. N., ENSLEY, K. e GIDDINGS, J. C. **Diffusion of halogenated hydrocarbons in helium. the effect of structure on collision cross sections.** *Journal of Physical Chemistry*, v.73, p. 3679-3685, 1969.

GHASSAN *ET AL.* **Experimental study on evaluation and optimization of conversion of waste animal fat into biodiesel.** *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n° 17, p. 2697-2711, 2004.

GELMAN S. R. *ET AL.* **Waste minimization in the poultry processing industry process and water quality aspects.** Presented at MISSTAP Workshop Waste Minimization for Mississippi Industries Mississippi State University. Montgomery, Alabama, 1989.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow.** *International Chemical Engineering*, v.16, n.2, p.359-368, 1976.

GOEL N. **A theoretical and experimental analysis of absorption- condensation in a combined power-cooling cycle.** 2004. Ph.D. Proposal, University of Florida.

GÓMEZ, V. H. *ET AL.* **Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired gas cycle cooling system.** *Applied Thermal Engineering*, 28, 975–98, 2008.

**Guia Técnico Ambiental de Graxarias – Séria P + L.** Processamento de Materiais de Abatedouros e Frigoríficos Bovinos e Suínos. Governo do Estado de São Paulo. Secretaria do Meio Ambiente. São Paulo. 2008.

HAARSLEV INDUSTRIES. Catálogo Técnico. **Digestor contínuo tremesa para tratamento de subproductos de carne.** 2009.

HASABNIS, Y. C., BHAGWAT, S. S., **Performance evaluation of absorption refrigeration cycle based n exergetic coefficient of performance.** *International Journal of Exergy*, v. 4, n° 1, p. 19 - 37, 2007.

HENLEY, E. J., SEADER, J. D. **Operaciones de separación por etapas de equilibrio en ingeniería química.** Barcelona: Editorial Reverté, S. A., ISBN 84-291-7908-9, 1988.

HEROLD, K. E., RADERMACHER, R., KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps.** Boca Raton: Crc Press, 1996.

IBRAHIM, O. M., BARNETT, S. M., BALAMURU, V. G., **Improving the performance of ammonia-water absorption cycle using salt additives and membranes.** ASHRAE Transactions, V 1035, N° 1, p. 439-443, 1997.

IBRAHIM, O. M., KLEIN S. A., **Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures,** ASHRAE Transactions, CH-93-21-2. 99(1), p. 1495-1502, 1993.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer.** 4 ed. John Wiley & Sons, 1996. 886p.

JAIN, P. C., GABLE, G. K. **Equilibrium property data equations for aqua-ammonia mixtures.** ASHRAE Trans. Vol. 77, parte 1, p. 149-151, 1971.

JORDAN, D. P., **AQUAM, Programa para o cálculo das propriedades termodinâmicas da mistura água amônia.** Texas Tech University, 1992.

KAKAC, S., SHAH, R. K., AUNG, W. **Handbook of single-phase convective heat transfer.** Wiley, New York. 1987.

KANG Y. T., KASHIWAGI T. **An environmentally friendly gas cycle for panel heating: gas cycle.** International Journal of Refrigeration, 23:378–87, 2000.

KANG, Y. T. *ET AL.* **Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement.** International Journal of Refrigeration 23, 388 – 401, 2000.

KERN, Q. D. **Process heat transfer.** Kogakusha. McGraw Hill, 1969. p. 313 – 373.

KHOURY, F. M. **Multistage separation process. thermodynamics and phase equilibria.** Cap. 1, 3 ed.. CRC Press. 2004.

KILLION D. J., GARIMELLA S. **A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption.** Int. J. of Refrig. 24:755–797, 2001.

KOURREMENOS, D. A., RODDAKIS, E. D., ANTONOPOULOS, K. A, **Cogeneration with combined gas and aqua-ammonia absorption cycle.** American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division, (Publication) Aes, v.33, Thermodynamics and Design, Analysis, and Improvement of Energy Systems, p. 231-238, 1994.

KREITH, F., BOHN, M.S. **Principles of Heat Transfer.** Sixth ed.. Thomson Learning, 2001.

KRISHNAMURTHY, R., TAYLOR, R. **Simulation of packed distillation and absorption columns.** Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., vol. 24, p. 513-524, 1985a.

KRISHNAMURTHY, R., TAYLOR, R. **A nonequilibrium stage model of multicomponent separation processes.** Part I: model description and method of solution. AIChE J., vol. 31, 449-456, 1985b.

KUMAR, A. R., KUMAR, UDAYAKUMAR, M., **Simulation on gas absorption compression cooler.** Energy Conversion and Management 48, 2604–2610, 2007.

LEWIS, W. K., WHITMAN, W. G. **Principles of gas absorption.** Ind. Eng. Chem., vol. 16, 1924, p. 1215-1220.

MADEF. **Instalações de refrigeração por absorção – a experiência da Madef.** Ingo Norberto Mühle, 1997.

MARTINS, G. **Os ciclos de refrigeração por absorção com bomba e com gás inerte.** 1991, Trabalho de conclusão de curso – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

MOREIRA, H. B. C., **Avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção utilizando biogás de aterros sanitários e gás natural.** 2007. 106p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Bauru.

MURPHREE, E. V., **Rectifying column calculations with particular reference to N component mixtures.** Ind. Eng. Chem, Vol. 17(7), p. 747, 1925.

NAKALSKI, A. T. **Modelos matemáticos para o aprimoramento do desempenho térmico de condensadores evaporativos.** 2007. 83p. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

NASCIMENTO, J. V. S. **Desenvolvimento de uma coluna de destilação com recheio utilizando campos centrífugos.** 1999. 99p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

NASCIMENTO V. P. *ET AL.* **Qualidade microbiológica e prevalência de Salmonella no processo de tratamento de efluentes de abatedouros avícolas.** Simpósio sobre resíduos da produção avícola. Concórdia, SC. Anais. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves. 74 p. 2000.

NEVES FILHO, Lincoln de Camargo. **Resfriamento, congelamento e estocagem de alimentos.** São Paulo: IBF, 1991. 176p.

OLIVEIRA, S., TRIBESS, A., HERNANDEZ, A., FIORELLI, F. A. S. **Sistemas de refrigeração por absorção.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, 32p., 2004.

ONDA, K., SADA, E., MURASE, Y. **Liquid-side mass transfer coefficients in packed towers.** AIChE J. 5, 235, 1959.

ONDA, K., TAKEUCHI, H., OKUMOTO, Y. **Mass transfer coefficients between gas and liquid phases in packed columns.** J Chem. Eng. Jpn. 1, 56, 1968.

PAGAN, R., RENOUF, M. and PRASAD, P. **Eco-efficiency manual for meat processing.** Edited by Meat and Livestock Australia, 2002.

PAMPLONA, E.O., MONTEVECHI, J. A. B. **Engenharia Econômica I**. Apostila. UNIFEI – Instituto de engenharia de Produção e Gestão. Itajubá, MG. 2001.

PARKER, R. O., TREYBAL, R. E. **The heat, mass transfer characteristics of evaporative coolers**. New York University, 1959.

PARRY, R.T. **Technological developments in pré-slaughter handling and processing**. In: Processing of Poultry. Ed. Elsevier Applied Science. P. 65-101, 1989.

PEREIRA, E. B. **Tratamento enzimático para remoção de gorduras dos resíduos gerados por indústrias de produtos avícolas**. 2004. 154p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

PEREIRA, M. A., **Análise exergética experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP)**. 2006. 104p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Paraná, Curitiba.

PERRY, R.H., CHILTON, C.H. **Manual del ingeniero químico**. McGraw-Hill, ISBN 0- 07- 049478-9, vol. II, 1984

PERRY, R. H., GREEN, D. W. **Perry's chemical engineers handbook**. New York: McGraw – Hill 6 ed., 1984, p. 10 – 23.

PETERSON, D. *ET AL*. **Predicting the performance of an evaporative condenser**. Journal of Heat Transfer, v. 110, p. 748-753, 1988.

PISSINATO L. B. *ET AL*, **Prevenção da poluição em abatedouros de aves**. Seminário da disciplina IM337 - Prevenção Da Poluição. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003.

POZO, R., DIEZ, V., BELTRÁN, S. **Anaerobic pre-treatment of slaughterhouse wastewater using fixed-film reactors**. Bioresource Technology 71, 143-149, 2000.

PRATTS MILANÉS, R. L. **Melhoramento de um sistema de resfriamento por absorção água-amônia para a fabricação de gelo.** 1997. 123p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

PRATTS MILANÉS, R. L. **Análise e simulação do absorvedor evaporativo de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas.** 2002. 223p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

PRIEDEMAN D. K., CHRISTENSEN R. N. **Gax absorption cycle design process.** ASHRAE TRANS. 105(1):769–79, 1999.

PUNWANI D. V., RYAN, W. A., KALENSKY, D.C., **natural gas-fired cooling technologies and economics.** Gas Technology Institute, 2005.

QUIMIDROL, HIDRÓXIDO DE AMÔNIO: **Ficha de informações de segurança de produto químico.** Fispq, nº 037, 2003.

REGO, E. E., HERNANDEZ, F. M. **Eletricidade por digestão anaeróbia da vinhaça de cana-de-açúcar: contornos técnicos, econômicos e ambientais de uma opção.** 6º Encontro de Energia no Meio Rural. Campinas, SP, 2006.

ROQUE, V. F. **Aproveitamento de resíduos de carne de frango: uma análise exploratória.** 1996. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC.

SAGHIRUDDIN, A., SIDDIQUI, M. **Economic analyses and performance study of three ammonia-absorption cycles using heat recovery.** Energy Conversion and Management, V. 37, nº 4, p. 421-432, 1996.

SALMINEN E., RINTALA J. **Anaerobic digestion of organics solid poultry slaughterhouse waste – a review.** Bioresource Technology 83(1):13–26, 2001.

SARCINELLI *ET AL*, **Abate de aves,** Universidade Federal do Espírito Santo – UFES. Pró-Reitoria de Extensão - Programa Institucional de Extensão, 2007.

SCHULZ S. C. G. **Equations of state for the system ammonia-water for use with computer.** Proc. XIII Cong. Refrig. Washington, 143, 1973.

SHAH, M. M. **A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes.** Int. J. Heat Mass Transfer, 22, 547–556. 1979.

SHAPIRO H. N., MORAN M. J. **Fundamentals of engineering thermodynamics.** John Wiley & Sons, Inc., 3 ed., 1996.

SHERWOOD K.S., PIGFORD RL, WILKE C. R. **Mass Transfer.** New York: McGraw-Hill, 1975.

SIERES, J. S. **Estudio teórico y experimental de los procesos de transmisión de calor y transferencia de masa en columnas de destilación empacadas para sistemas de refrigeración por absorción con amoníaco-agua.** 2005. Tesis Doctoral. Universidad de Vigo, Vigo. España.

SIERES, J., FERNÁNDEZ-SEARA, J., UHÍA, F. J., VÁZQUEZ, M. **Solution of the simultaneous heat and mass transfer equations in ammonia-water absorption system processes.** 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT, Cairo, Egito, 2005.

SIERES, J., FERNÁNDEZ-SEARA, J. **Evaluation of the column components size on the vapour enrichment and system performance in small power NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration machines.** Int. J. Refrig. 29, 579 - 588, 2006.

SIERES J., FERNÁNDEZ SEARA J. **Mass transfer characteristics of a structured packing for ammonia rectification in ammonia–water absorption refrigeration systems.** Int. J. Refrig. 30, 58– 67, 2007.

SILVA, A. **Avaliação energética e exergética de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para produção de gelo em escamas.** 1994. 97p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

SILVERIO, R. J. R. **Análise e simulação de um sistema de absorção água-amônia para produção de gelo em escamas.** 1999. 307p. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

SPRINGMANN, P. **Fim ao desperdício: otimizando o processo de abate para reduzir efeitos ambientais.** Avicultura Industrial, nº 1049, 1997.

STEPHAN, K. **History of absorption heat pumps and working pair developments in Europe.** Int. Journal of Refrig., Vol 6, p. 160-166, 1983.

STOECKER W. F. **A generalized program for steady-state system simulation.** ASHRAE Semiannual Meeting, Philadelphia, Pennsylvania, 1970.

STOECKER, W. F. JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial.** São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 1994.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar-condicionado.** São Paulo: Mcgraw-Hill, 1985.

TAYLOR R., KRISHNA R. **Multicomponent mass transfer.** Wiley, New York, 1993.

TAYLOR, R., KRISHNA, R., KOOIJMAN, H. **Real-world modelling of distillation.** Chem. Eng. Prog., vol. 99, nº 7, p. 28-39, 2003.

THORIN, E. **Power cycles with ammonia-water mixtures as working fluid.** 2000. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm.

THORIN, E., DEJFORS C., SVEDBERG, G. **Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power cycles.** 13<sup>o</sup> Symposium on Thermophysical Properties. Boulder, Colorado, USA, 1997.

THRELKELD, J. L., **Thermal environmental engineering.** 2. ed. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1970. 495 p.

TILLNER-ROTH R., FRIEND. D. G. **Survey and assessment of available measurements on thermodynamic properties of the mixture (water- ammonia).** Journal of Physical and Chemical Reference Data, vol. 27, n° 1, p. 45–62, 1998.

TREYBAL, R. E. **Adiabatic gas absorption and stripping in packed towers.** Ind. Eng. Chem., vol. 61, 1969. p. 36-41.

TREYBAL, R. E. **Operaciones de transferencia de masa.** México D. F.: Mc Graw-Hill Book Co., 2ª ed. ISBN: 0-07-065176-0, 1980.

UNEP Working Group for Cleaner Production. **The potential for generating energy from wet waste streams in nsw. Brisbane.** NSW Sustainable Energy Development Authority (SEDA), 1999.

UNEP – UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. DEPA – DANISH ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. COWI Consulting Engineers and Planners AS, Denmark. **Cleaner production assessment in meat processing.** Paris: UNEP, 2000.

UNEP – UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. The University of Queensland. DSD - Department of State Development, Queensland. **Eco-efficiency manual for meat processing.** Austrália: Meat and Livestock Australia Ltd, 2002.

USAID. **Biogas and power generation from wastewater treatment. Case study.** Bantayan, Cebu. Philippines. 2007.

VAN WINKLE, M. **Distillation.** New York: McGraw-Hill, 1967.

VELÁZQUES, N., BEST, R. **Methodology for the energy analysis of an air cooled gax absorption heat pump operated by natural gas and solar energy.** Applied Thermal Engineering, v. 22. p. 1089-1103, 2002.

VELEVA, V. *ET AL.* **Indicators of sustainable production.** In: Journal of Cleaner Production, p. 447-452, 2001.

VILELA E ALVES, **Refrigeração industrial por amônia: Riscos, Segurança e Auditoria Fiscal**, 2004.

VINHA, M. P., VERÍSSIMO, R. A. **Taxa interna de rentabilidade ajustada e “payback period”**. Instituto Politécnico de Coimbra. Departamento de Engenharia Civil, 2006.

WANG, G.Q., YUAN, X.G., TU, K.T. **Review of mass-transfer correlations for packed columns**. Ind. Eng. Chem. Res. 44, 8715–8729, 2005.

WHEATLEY, A. **Anaerobic Digestion: a Waste Treatment Technology**. London: Springer 1 ed., Critical Reports on Applied Chemistry, Elsevier Applied Science, 1990, 234p.

WIEGAND, J. H. **The simplified calculations on diffusional processes**. Trans. AIChE, vol. 36, p. 679-681, 1940.

WILKE, C. R. **A viscosity equation for gas mixtures**. The Journal of Chemical Physics, 18(4), 517-519, 1950.

WOILER, S., MATHIAS, W. F. **Projetos: planejamento, elaboração, análise**. São Paulo: Editora Atlas, 1986.

WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1976, p. 270.

XU, F., GOSWAMI, D. Y. **Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications**. Energy, vol. 24, 525-536, 1999.

YAWS, C. L. **Handbook of Viscosity**, Gulf Pub., Houston, 1995.

YOKOZEKI, A. **Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state**. Applied Energy, vol. 80, n° 4, p. 383-399, 2005.

YORK REFRIGERATION - **Screw compressors basics**. Elaborado por Joseph Pillis. Tradução e adaptação da Engenharia de Aplicação da Divisão de Contratos YORK Refrigeration – Joinville, SC, Brasil. S/D.

ZANIN, A., SOUZA, S. N. M., SORDI, A., K. E. M. **Perfil do consumo de energia elétrica no abate de frangos de corte - estudo de caso**. In: 4º Encontro de Energia no Meio Rural AGRENER. Campinas, 2002.

ZIEGLER, B. E TREPP, C. **Equation of state for ammonia-water mixtures**. Int. Journal of Refrig., vol. 7, n. 2, p. 101-106, 1984.

ZUKOWSKI, J. C. **Estudo da sensibilidade em um sistema de refrigeração por absorção água-amônia**. 1999. 259p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.

## ANEXO A – Propriedades de Misturas

### A.1 Propriedades de misturas

Quando princípios teóricos são aplicados para resolver problemas práticos, várias condições de certa complexidade são encontradas. Aplica-se, então, a teoria a sistemas "ideais" e então se desenvolvem modelos, como equações de estado e outros coeficientes como uma adaptação para a realidade do problema. Esses modelos são julgados na sua coerência com princípios termodinâmicos e sua exatidão em representação de dados reais. Um modelo pode ser apropriado para um dado sistema, mas totalmente inadequado para o outro.

Apresenta-se a seguir uma revisão básica da teoria de propriedades de mistura como base para apresentação das propriedades da mistura água-amônia (WYLEN E SONNTAG, 1976, THORIN *ET AL*, 1997, BORGERT, 2003, KHOURY, 2004).

Os princípios que formam a base da termodinâmica estão incorporados em várias leis, tratadas como leis da termodinâmica. Além do mais, funções termodinâmicas que relacionam várias propriedades de um sistema, são conseguidas com base nessas leis. Um sistema refere-se a uma parte do espaço em consideração, sendo possível a transferência de energia e massa pelas suas fronteiras.

Dentro do contexto da sua aplicação à solução de problemas práticos, a termodinâmica está principalmente voltada para sistemas em equilíbrio. De um ponto de vista, um sistema está no equilíbrio se as suas propriedades não se modificarem com o tempo quando é isolado do seu ambiente.

A primeira e segunda leis da termodinâmica são a base das demais relações termodinâmicas. A primeira lei representa o princípio da conservação de energia, em que o aumento de energia interna de um sistema é igual ao “calor” por ele absorvido da vizinhança menos o trabalho realizado pelo sistema na vizinhança.

$$dU = dQ - dW \quad (A.1)$$

A segunda lei da termodinâmica relaciona-se à disponibilidade da energia em um sistema da conversão para trabalho útil. Para um sistema executar um certo trabalho, ele deve ter a capacidade de modificação espontânea em direção ao equilíbrio. A equação A.2 é a consequência da segunda lei e é assim considerada sua formulação matemática.

$$dS = dQ/T \quad (\text{A.2})$$

As duas leis, representadas pelas equações A.1 e A.2 são combinadas na seguinte afirmação:

$$dU = TdS - dW \quad (\text{A.3})$$

O trabalho feito por um sistema, em consequência de uma mudança de volume infinitesimal  $dV$ , contra uma pressão  $P$ , é  $dW = PdV$ . Se isto for a única forma do trabalho, a equação acima pode ser escrita como:

$$dU = TdS - PdV \quad (\text{A.4})$$

As expressões A.3 e A.4 são aplicáveis apenas a sistemas fechados, onde há apenas troca energética. A energia interna e a entropia, junto com a temperatura, pressão e volume são suficientes para descrever o estado termodinâmico de um sistema. Funções adicionais são definidas em termos dessas cinco propriedades para representar outras propriedades que podem ter significado prático para várias aplicações. Essas propriedades, que também são funções de estado, são assim definidas:

$$\text{Entalpia:} \quad H = U + PV \quad (\text{A.5})$$

$$\text{Função de Helmholtz:} \quad A = U - TS \quad (\text{A.6})$$

$$\text{Função de Gibbs:} \quad G = U + PV - TS = H - TS = A + PV \quad (\text{A.7})$$

A derivada da função de Gibbs é dada por:

$$dG = dU + PdV - TdS - SdT \quad (\text{A.8})$$

Combinando com a equação A.4,

$$dG = -SdT + VdP \quad (\text{A.9})$$

Deve ser observado que esta equação foi derivada para um sistema fechado. Como tal sistema não pode trocar massa com a vizinhança, a sua composição não se altera. Nessas circunstâncias, a energia livre de Gibbs é uma função de apenas duas variáveis,  $T$  e  $P$ , e por isso pode ser expressa como uma derivada total, sendo que as derivadas parciais são feitas em valores constantes de ambas propriedades.

$$dG = \left( \frac{\partial G}{\partial T} \right)_P dT + \left( \frac{\partial G}{\partial P} \right)_T dP \quad (\text{A.10})$$

Se o sistema for monofásico homogêneo com uma composição variável, a sua energia livre é uma função da temperatura, pressão e composição. Se o sistema for uma solução que contém  $C$  componentes com  $n_1$  moles do componente 1,  $n_2$  moles do componente 2, etc., então  $G$  é uma função de  $T, P, n_1, n_2, \dots, n_C$ , e a derivada total de  $G$  é:

$$dG = \left( \frac{\partial G}{\partial T} \right)_{P, n_i} dT + \left( \frac{\partial G}{\partial P} \right)_{T, n_i} dP + \sum_{i=1}^C \left( \frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{T, P, n_j (j \neq i)} dn_i \quad (\text{A.11})$$

As derivadas parciais, com relação à temperatura e pressão, são feitas em  $n_i$  constante para todos os componentes; isto é, mantendo a composição constante. Para cada termo no somatório, a derivada parcial é com respeito ao número de moles deste componente, mantendo-se constante o número de moles de todos os outros, bem como a temperatura e pressão.

Aplica-se então a equação A.9 a um sistema de composição fixa e temperatura e pressão constantes alternativamente para avaliar as derivadas parciais de  $G$ :

$$\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_{P,n_i} = -S \quad (\text{A.12})$$

$$\left(\frac{\partial G}{\partial P}\right)_{T,n_i} = V \quad (\text{A.13})$$

A derivada parcial de  $G$ , com relação ao número de moles de um componente  $i$ , é definida como  $\mu_i$ , o potencial químico daquele componente na fase em consideração:

$$\left(\frac{\partial G}{\partial n_i}\right)_{T,P,n_j(j \neq i)} = \mu_i \quad (\text{A.14})$$

Com essas definições, a equação A.11 também pode ser escrita da seguinte forma:

$$dG = -SdT + VdP + \sum \mu_i dn_i \quad (\text{A.15})$$

À temperatura e pressão constante, ela se reduz a:

$$dG = \sum \mu_i dn_i \quad (\text{A.16})$$

Sendo que  $dG$  é a energia livre de Gibbs diferencial que resulta da mistura de diferentes quantidades de cada um dos componentes para formar uma outra quantidade de solução, o potencial químico de cada componente é a sua contribuição para a energia livre da solução. Se diferentes quantidades de solução com temperatura, pressão, e composição idênticas forem misturadas, a energia livre total será a soma simples de cada. Assim,

$$G = \sum \mu_i n_i \quad (\text{A.17})$$

A derivada total de  $G$  com variação tanto de  $\mu_i$  quanto  $n_i$ , é então

$$dG = \sum \mu_i dn_i + \sum n_i d\mu_i \quad (\text{A.18})$$

Essa derivada é comparada com a expressão dada pela equação A.15 para mostrar a relação:

$$-SdT + VdP = \sum n_i d\mu_i \quad (\text{A.19})$$

A equação A.19 é chamada de equação de Gibbs–Duhem e relaciona a variação de temperatura, pressão, e potenciais químicos dos componentes  $C$  na solução. Dessas  $C + 2$  variáveis, só  $C + 1$  podem variar independentemente. A equação de Gibbs–Duhem tem muitas aplicações, uma das quais é fornecer a base para desenvolver relações de equilíbrio de fase.

Assim como fora feito para a função de Gibbs, para uma mistura monofásica homogênea, de maneira geral, qualquer propriedade extensiva pode ser expressa como uma função na temperatura, na pressão e no número de mols de cada componente independentemente.

Ou seja, qualquer propriedade extensiva pode ser encontrada pela soma dos produtos do número de mols de cada componente vezes o correspondente valor da propriedade parcial molar para o estado de equilíbrio. Assim, para qualquer fase de uma mistura tem-se, por exemplo:

$$\text{Volume Específico:} \quad V = \sum v_i n_i \quad (\text{A.20})$$

$$\text{Entalpia:} \quad H = \sum h_i n_i \quad (\text{A.21})$$

$$\text{Entropia:} \quad S = \sum s_i n_i \quad (\text{A.22})$$

O valor de certa propriedade de uma mistura real, quando se somam as propriedades parciais molares, apresenta certo desvio em relação à soma ponderada dos componentes

individuais das substâncias puras contidas na mistura nas mesmas condições. Por isso a propriedade específica do componente puro não deve ser obtida para avaliação das propriedades em uma mistura. Assim,

$$\Delta V_{mist} = \sum (v_i - v_{i,puro})n_i \quad (\text{A.23})$$

$$\Delta H_{mist} = \sum (h_i - h_{i,puro})n_i \quad (\text{A.24})$$

$$\Delta V_{mist} = \sum (s_i - s_{i,puro})n_i \quad (\text{A.25})$$

Para se medir o afastamento do valor real de uma propriedade de uma solução e o valor que como solução ideal à mesma temperatura, pressão e composição, utiliza-se o que se chama de propriedades em excesso. Essas valem apenas para misturas. Para a energia livre de Gibbs por exemplo:

$$G^E = G - G^{ideal} \quad (\text{A.26})$$

## A.2 Condições para equilíbrio de misturas

Para que duas ou mais fases coexistam no equilíbrio, elas devem ter a mesma temperatura e a pressão e o potencial químico de cada componente deve ser igual em todas as fases. O potencial químico não é uma quantidade mensurável e não está relacionado intuitivamente a propriedades físicas observáveis. Aplicar as condições de equilíbrio a fluidos reais implica em uma transformação em mais termos práticos e utilização de modelos como equações do estado de certo fluido.

Em um sistema isolado com um certo número de componentes e fases, os efeitos de transferência de massa entre as fases e as reações químicas entre os componentes tenderão a levar o sistema sempre para o equilíbrio.

Nesse caso, da equação A.2 que  $dS \geq 0$ . Assim, como dentro de um sistema isolado as transferências de calor e trabalho são reversíveis, as mudanças de estado em um sistema com

energia interna e volume constantes ocorrem apenas na direção de entropia crescente até chegar a um valor máximo. Assim,

$$dQ \leq TdS \quad (\text{A.27})$$

Aplicando-se a primeira lei:

$$dU = dQ + dW = dQ - PdV \quad (\text{A.28})$$

$$dU + PdV - TdS \leq 0 \quad (\text{A.29})$$

A equação A.29 é tão geral que a aplicação a problemas práticos se torna muito difícil. Idealmente, se, dentro de um sistema, os processos de mudança de fase entre estados em equilíbrio forem reversíveis, a igualdade se aplica.

Um importante caso do estudo de equilíbrio de fases, cabível nesse contexto, é aquele no qual a temperatura e a pressão são fixadas. Para isto, é conveniente rearranjar a função de Gibbs (Equação A.8) na forma diferencial:

$$dG + SdT = -(TdS - dU - pdV) \quad (\text{A.30})$$

Exceto pelo sinal negativo, o lado direito da equação A.30 é o mesmo como aparece na equação A.29. Assim, ela pode ser reescrita:

$$dG + SdT \leq 0 \quad (\text{A.31})$$

Conclui-se então que em qualquer processo que ocorre a uma temperatura e pressão especificadas, tem-se:

$$dG]_{T,p} \leq 0 \quad (\text{A.32})$$

Essa desigualdade indica que a função de Gibbs de um sistema à temperatura e pressão fixas diminui durante um processo irreversível, trazendo o sistema mais perto ao equilíbrio. Assim, o estado de equilíbrio é aquele que tem o valor mínimo da função de Gibbs. Por isso, a equação A.32 quantifica o equilíbrio num sistema.

$$dG]_{T,P} = 0 \quad (\text{A.32})$$

Logo, quando a equação A.32 for aplicada, deve-se especificar a temperatura e pressão, mas não necessariamente o sistema de fato atingirá o equilíbrio à temperatura e pressão fixas.

Para sistemas que envolvem várias fases, cada uma com certo número de componentes, o resultado principal é a regra de fase de Gibbs, que resume limitações importantes de sistemas multicomponentes e multifásicos no equilíbrio.

Por exemplo, para um sistema contendo dois componentes A e B em duas fases 1 e 2 que estejam à mesma temperatura e pressão, pode-se usar o conceito de potencial químico já discutido para cada uma das fases:

$$\begin{aligned} dG^1]_{T,P} &= \mu_A^1 dn_A^1 + \mu_B^1 dn_B^1 \\ dG^2]_{T,P} &= \mu_A^2 dn_A^2 + \mu_B^2 dn_B^2 \end{aligned} \quad (\text{A.33})$$

Quando a matéria é transferida entre as duas fases sem reação química, as quantidades totais de A e B devem permanecer constantes. Assim, o aumento da quantidade em uma das fases deve ser recompensado por uma redução equivalente na outra fase. Assim:

$$\begin{aligned} dn_A^2 &= -dn_A^1 \\ dn_B^2 &= -dn_B^1 \end{aligned} \quad (\text{A.34})$$

A função de Gibbs torna-se:

$$dG]_{T,P} = dG^1]_{T,P} + dG^2]_{T,P} = (\mu_A^1 - \mu_A^2)dn_A^1 + (\mu_B^1 - \mu_B^2)dn_B^1 \quad (\text{A.35})$$

Como  $n_A^1$  e  $n_B^1$  podem variar independentemente, segue que quando  $dG]_{T,P} = 0$ , se concluirá que:

$$\begin{aligned} \mu_A^1 &= \mu_A^2 \\ \mu_B^1 &= \mu_B^2 \end{aligned} \quad (\text{A.36})$$

Assim, no equilíbrio, o potencial químico de cada componente é o mesmo em cada fase e a transferência de massa tende a ocorrer de regiões de maior para menor potencial químico. Ou seja, o potencial químico pode ser encarado como uma medida da tendência de fuga (ou fugacidade) de um componente.

## ANEXO B – Modelos de transferência de massa

### B.1 Modelo do “filme estagnado” e modelo dos “dois filmes” para absorção gasosa (*stagnant-film model e two-film theory*)

Na maioria dos processos industriais, nos quais a transferência de massa é relevante, ocorre o transporte de soluto de uma fase para outra. Determinada espécie é transportada de um fluido em maior quantidade em determinada fase para outra fase através de uma interface. Quando isso acontece, a velocidade local tende à zero na superfície. Além disso, nesse limite, o único fluxo normal à superfície geralmente é aquele correspondente à transferência de massa. O fluido em contato imediato com a superfície (fixa) é dito estagnado. O fato de que os mecanismos de resistência à transferência de massa (e calor) estarem confinados em uma região próxima à interface sugere a idéia de um filme fino e adjacente à superfície sobre a qual o fluxo do fluido é turbulento. Se essa fina camada estiver estagnada, o transporte deverá ser feito por difusão molecular. O quadro então é de um filme estagnado, pelo qual o transporte é feito somente por difusão molecular (SHERWOOD, 1975).

O modelo do filme foi idealizado por Nernst no início do século passado e foi a base para criação de modelos tanto para transferência de massa quanto de calor, como o modelo dos “dois filmes” (*two-film theory*) de Whitman em 1923. Ele notou que o modelo implicava em uma fina fronteira quando acabava a camada estagnada de gás, embora tal demarcação não existisse.

O coeficiente de transferência de massa fora definido como a taxa de fluxo molar ( $\dot{n}$ ) da espécie por um determinado potencial, que é a diferença de concentração, e pode ser definido, respectivamente, pela diferença da fração molar ( $y$ ) e das pressões parciais ( $p$ ), sendo que  $y_{BM}$  é a média logarítmica de  $y_{B1}$  e  $y_{B2}$ .

$$\dot{n}_A = k_Y \cdot (y_{A1} - y_{A2}) = k^* \cdot \frac{y_{A1} - y_{A2}}{y_{BM}} = k_G \cdot (p_{A1} - p_{A2}) \quad (\text{B.1})$$

Para o caso especial de um sistema binário de gases ideais com difusão de apenas uma das espécies, o fluxo molar (Equação B.2) pode ser obtido com a integração da Equação B.2 para uma placa plana de espessura  $w_o$ .

$$\dot{n}_A \cdot (1 - y_A) = -D_{AB} \frac{dc_A}{dw} = -\frac{D_{AB}P}{RT} \frac{dy_A}{dw} \quad (\text{B.2})$$

$$\dot{n}_A = \frac{k_Y}{P} \cdot (p_{A1} - p_{A2}) = \frac{D_{AB}P}{RTw_o y_{BM}} \cdot (y_{A1} - y_{A2}) = k^* \cdot \ln\left(\frac{P - p_{A2}}{P - p_{A1}}\right) = k^* \cdot \ln\left(\frac{1 - y_{A2}}{1 - y_{A1}}\right) \quad (\text{B.3})$$

Sendo que, nesse caso, os coeficientes estão relacionados conforme mostra a Equação B.4, sendo que  $k^*$  e  $k_Y$  estão em  $(g \cdot mol/s \cdot cm^2)$  e  $k_G$  em  $(g \cdot mol/s \cdot cm^2 \cdot atm)$ .

$$k^* = k_Y \cdot y_{BM} = k_G \cdot P \cdot y_{BM} = \frac{D_{AB} \cdot P}{R \cdot T \cdot w_o} \quad (\text{B.4})$$

Das formas apresentadas, para sistemas binários de gases com uma espécie em difusão, a forma mais utilizada pelos autores é dada na Equação B.5.

$$\dot{n}_A = k^* \cdot \ln\left(\frac{1 - y_{A2}}{1 - y_{A1}}\right) \quad (\text{B.5})$$

A aditividade da resistência ao transporte da espécie nos dois lados de uma interface foi proposta por Whitman e Lewis (1924). Basicamente, o conceito de aditividade assume que não há resistência ao transporte na interface atual, ou seja, dentro de distâncias correspondentes a caminhos livres entre as moléculas nas duas fases em ambos os lados da interface. Isso equivale assumir que as fases estão em equilíbrio nos pontos de contato com a interface.

Considerando uma fronteira dividindo duas fases (interface), através da qual há a passagem de soluto de uma fase  $P$  para uma fase  $Q$ . A atividade do soluto na fase  $P$  é  $a_{PB}$  e em  $Q$  é  $a_{QB}$ .

Considerando equilíbrio na interface, a atividade do soluto nesse plano é igual em ambas as fases, ou seja,  $a_{Pi} = a_{Qi}$ .

Se as duas soluções forem ideais, a atividade pode ser vista como potencial ao invés de concentração, e, então, define-se dois coeficientes de transferência de massa “separados” e um coeficiente “geral” através das equações de fluxo em regime permanente (Equação B.6) e, então, observando que  $a_{Pi} = a_{Qi}$ , obtém-se a Equação B.7, implicando que o coeficiente resistência “geral” é a soma de dois coeficientes “individuais”.

$$\dot{n}_A = k_P \cdot (a_{PB} - a_{Pi}) = k_Q \cdot (a_{Qi} - a_{QB}) = K_a \cdot (a_{PB} - a_{QB}) \quad (\text{B.6})$$

$$\frac{1}{K_a} = \frac{1}{k_P} + \frac{1}{k_Q} \quad (\text{B.7})$$

Para o caso de absorção gasosa, em que  $P$  é a fase gasosa e  $Q$  é a fase líquida, é comum se empregar fração molar do soluto na fase gasosa ( $P$ ) e concentração em volume do soluto na fase líquida ( $Q$ ). Se as concentrações no equilíbrio puderem ser representadas pela lei de Henry ( $y_i = Hc_i$ ), as equações B.6 e B.7 se tornam:

$$\dot{n}_A = k_Y \cdot (y_{PB} - y_{Pi}) = K_Y \cdot (y_{PB} - Hc_{QB}) \quad (\text{B.8})$$

Dessa última relação, segue que se a lei de Henry não for aplicável, então  $H$  e  $K_Y$  variam com a concentração na interface, mesmo se o coeficiente “individual”  $k_Y$  não variar. Nesse caso, a resistência no lado da fase líquida é desprezível e o fluxo se torna  $k_Y (y_{PB} - Hc_{QB})$ , onde  $Hc_{QB}$  é a fração molar do gás correspondente ao equilíbrio com a fração líquida. Se o gás é relativamente insolúvel (alto  $H$ ), a resistência no lado da fase gasosa  $1/k_Y$  se torna desprezível em comparação com a resistência no lado líquido.

As magnitudes relativas das resistências individuais evidentemente dependem da solubilidade do gás, como representado pela constante da lei de Henry. Isso explica o enunciado

comum de que a resistência no lado da fase gasosa é preponderante em um processo de absorção de um gás relativamente solúvel.

Diversos autores checaram experimentalmente essas correlações para sistemas binários, comprovando sua validade, se  $k_Y$  for constante sobre a superfície. E, mesmo com uma superfície limpa, o efeito da transferência de massa pode causar uma turbulência na interface realçando os coeficientes “individuais” em uma ou ambas as fases em contato. Ou seja, há um grande aumento na taxa de transferência de massa na interface.

Assim, essa simples teoria implica o pressuposto de que as fases líquida e gasosas estão em equilíbrio na interface, ou seja, não há “resistência difusional” na fronteira que separa as fases. Além disso, a difusão do soluto pode causar uma turbulência interfacial, que não está relacionada à turbulência do fluxo fluido em maior quantidade, mas tende a aumentar a taxa de transferência, sendo equivalente a uma resistência interfacial negativa.

## **B.2 Modelo da penetração (*penetration model*)**

O modelo do “filme” não considera acumulação das espécies em difusão no filme: o fluxo local através de cada pequena área é constante. Higbie, em 1935, apontou que a maioria dos equipamentos industriais que promovem troca de massa entre correntes gás-líquido opera com contatos rápidos e repetitivos das duas fases e que cada contato não demora o tempo suficiente para atingimento de estado permanente. Quando uma bolha de gás sobe através de um líquido, o líquido em contato imediato com o gás é substituído em um tempo aproximadamente igual ao tempo requerido para que a bolha suba uma altura equivalente ao seu diâmetro (SHERWOOD, 1975).

A “teoria da penetração” de Higbie leva em conta a natureza transiente da difusão do soluto da bolha para o líquido. Ele sugeriu que uma situação similar existe em colunas de recheio, onde o líquido que flui sobre um único elemento do recheio entra em contato instantaneamente com o gás, antes que o líquido é misturado e o processo é repetido.

A versão mais simples dessa teoria pode ser vista como um pequeno elemento de um fluido de concentração uniforme  $c_o$  sendo colocado em contato com uma camada limite durante um

tempo fixo  $t$ . A concentração na camada limite é mantida constante em  $c_{AI}$ . A taxa difusão entre a interface e o fluido em maior quantidade ocorre em regime transiente, diminuindo com o tempo. Desprezando o fluxo convectivo, a expressão para o fluxo médio durante o tempo  $t$  é dada pela Equação B.9. E, a partir dessa equação, pode-se obter também o coeficiente médio de transferência de massa par o tempo  $t$  (Equação B.10).

$$\dot{n}_A = 2 \cdot (c_{AI} - c_o) \cdot \sqrt{\frac{D}{\pi t}} \quad (\text{B.9})$$

$$k_c = \frac{\dot{n}_A}{(c_{AI} - c_o)} = 2 \cdot \sqrt{\frac{D}{\pi t}} \quad (\text{B.10})$$

Na prática, esse tempo  $t$  não é obtido facilmente, o que torna o modelo pouco usado para determinação de taxas de transferência de massa. A mesma dificuldade é encontrada na teoria do filme, que é a espessura de filme  $w_o$  desconhecida. A teoria da penetração, no entanto, prediz que o fluxo e  $k_c$  devem variar com a raiz da difusividade molecular, enquanto que o modelo do filme indica uma relação de primeiro grau.

A derivada da Equação B.10 assume que o contato do fluido com a interface ocorre praticamente de forma estagnada durante sua rápida ocorrência. Se o fluxo é laminar, o gradiente de velocidade pode ser levado em conta. Com um contato instantâneo, a profundidade de penetração por difusão molecular em líquidos é tão pequena que uma simples análise baseada no líquido estagnado é suficiente. Essa teoria também ser pode servir de base para casos em que a superfície varia com o tempo.

### B.3 Modelo da camada limite (*boundary layer model*)

Esse modelo trata do transporte entre uma superfície fixa (parede) e uma corrente de fluido turbulenta. Como não há mistura, nem difusão turbilhonária normal à parede, o transporte é

somente por difusão molecular. Elas acontecem apenas longe da parede, onde a contribuição da difusão molecular é relativamente insignificante.

É proposto que tanto a difusão molecular quanto a difusão turbilhonaria têm certa importância na região intermediária e que, a qualquer distância  $w$  da parede, a taxa de transferência de massa pode ser expressa pela Equação B.11.

$$\dot{n}_A = -(D + E_D) \frac{dc}{dw} \quad (\text{B.11})$$

Essa expressão assume basicamente que o fluxo é proporcional ao gradiente de concentração normal à parede. Ela também despreza o termo convectivo na equação por difusão molecular e assume que as difusões molecular e turbilhonária ocorrem paralelamente.

A região intermediária é tão fina que mesmo em caso de fluxo turbulento em um tubo, o fluxo  $\dot{n}_A$  pode ser admitido como independente de  $w$ . A utilidade desse modelo evidentemente depende do conhecimento de  $E_D$  como função de  $w$ . Esse fator pode ser obtido indiretamente através de sua relação com a difusão turbilhonária, a qual pode ser derivada de perfis de velocidade.

Muito antes desses três modelos, é interessante observar que Reynolds observou em 1870 que o fluxo de calor era proporcional à difusão interna do fluido na e perto da superfície e que essa taxa de difusão dependia da difusão interna natural do fluido estagnado e da difusão turbilhonária, devido ao movimento e mistura do fluido.