

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO BIOGÁS DE ATERROS SANITÁRIOS E GÁS NATURAL

HELOISA BEATRIZ CORDEIRO MOREIRA

ORIENTADOR: Dr. CELSO LUIZ DA SILVA

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia da UNESP - Campus de
Bauru, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

BAURU - SP

FEVEREIRO - 2007

AVALIAÇÃO ENERGÉTICA DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO UTILIZANDO BIOGÁS DE ATERROS SANITÁRIOS E GÁS NATURAL

HELOISA BEATRIZ CORDEIRO MOREIRA

ORIENTADOR: Dr. CELSO LUIZ DA SILVA

Dissertação apresentada à Faculdade de
Engenharia da UNESP - Campus de
Bauru, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

BAURU - SP

FEVEREIRO - 2007

Ao meu marido Marcio Schmalz,
minha mãe Rocilda e a Tia Tereza que sempre
me apoiaram para alcançar este objetivo

Minha Homenagem especial:
Ao professor Celso Luiz pela
dedicação, apoio, paciência,
atenção e estímulo no
decorrer deste trabalho

AGRADECIMENTOS

A Deus, que me iluminou nesta caminhada.

Ao meu marido Marcio Schmalz pelo apoio e paciência.

A CAPES, pela concessão da bolsa de mestrado.

Ao professor Celso Luiz da Silva pelas orientações.

Ao professor Yukio Kobayashi – coordenador do programa.

À Célia Cristina do Espírito Santo Graminna, pela sua disponibilidade e presteza.

A todos, que porventura não foram citados aqui e que contribuíram direta ou indiretamente para realização deste trabalho.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	III
SUMÁRIO	IV
ANEXOS	V
ÍNDICE DE TABELAS	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
SIMBOLOGIA	IX
RESUMO	XII
ABSTRACT	XIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Histórico	2
1.2 Aspectos gerais do sistema	2
1.3 Objetivo do trabalho	4
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1 Sistema de refrigeração por compressão de vapor	5
2.2 Sistema de refrigeração por absorção	6
2.2.1 Sistema Electrolux	8
2.2.2 Refrigeração por absorventes sólidos	10
2.2.3 Sistema de absorção intermitente	11
2.2.4 Sistema de absorção em ciclo contínuo	13
2.2.5 Ciclo de absorção com trocador de calor	15
2.2.6 Sistema de absorção de duplo efeito	15
2.2.7 Eficiência no ciclo de absorção	17
2.2.8 Sistema de absorção solar	19
2.3 Solução de Brometo de lítio e água	21
2.4 Sistema LiBr-H ₂ O versus sistema H ₂ O – NH ₃	24
2.5 Características dos combustíveis	25
2.5.1 Composição	25
2.5.2 Poder calorífico	25
2.5.3 Viscosidade e densidade	27
2.5.4 Limites de inflamabilidade	27
2.5.5 Quantidade de enxofre	27
2.5.6 Índice de Bachrach do vapor	28

2.5.7 Índice de Wobbe e potencial de combustão	28
2.6 Combustão – conceitos básicos	28
2.7 Biogás de aterro sanitário	29
2.7.1 Biogás – Geração de energia elétrica e aplicações	35
2.7.1.1 Crédito Carbono	38
2.8 Gás natural	39
2.8.1 Aplicações	41
2.8.2 Cogeração	42
3. METODOLOGIA	46
3.1 Simulação através do EES	47
3.1.1 As equações do balanço de massa e energia	50
3.1.1.1 Gerador	50
3.1.1.2 Condensador	51
3.1.1.3 Evaporador	52
3.1.1.4 Absorvedor	52
3.1.1.5 Trocador de calor	53
3.1.1.6 Dispositivos redutores de pressão e bomba	55
3.2 Simulação através do Combust/Comin	56
3.2.1 Vantagens dos softwares	58
3.2.2 Combustão estequiométrica – balanço de reações	58
4. RESULTADOS	61
4.1 Determinação das taxas de transferências de calor	64
5. CONCLUSÕES	71
5.1 Recomendações para futuros trabalhos	72
6. ANEXOS	77
Anexo A – Exemplo 1 (simulação através do EES)	77
Anexo B – Tela dos resultados do software EES	80
Anexo C – Exemplo 2 (simulação através do EES)	80
Anexo D – Tela dos resultados do software EES	82
Anexo E – Gás natural puro (simulação através do Combust/Comin)	82
Anexo F – Tela dos resultados do software Combust	84
Anexo G – Biogás de aterro sanitário puro (simulação através	84

<i>do Combust/Comin)</i>	
<i>Anexo H – Tela dos resultados do software Combust</i>	86
<i>Anexo I – Mescla dos dois combustíveis (simulação através do Combust/Comin)</i>	86
<i>Anexo J – Tela dos resultados do software Combust</i>	87
<i>Anexo L – Informações de catálogos de equipamentos comerciais</i>	88
<i>Anexo M – Esquema para cálculo no EES</i>	91

ÍNDICE DE TABELAS

<i>Tabela 3.1 – Dados de entrada para cálculo de combustão com o programa Wincomb</i>	46
<i>Tabela 4.1 – Parâmetros fundamentais da reação de combustão</i>	61
<i>Tabela 4.2 – Poder calorífico inferior da mistura dos combustíveis</i>	62
<i>Tabela 4.3 – Fluxos dos combustíveis gasosos</i>	63
<i>Tabela 4.4 – Taxa de transferência de calor para o equipamento modelo BCT</i>	65
<i>Tabela 4.5 – Vazão volumétrica dos combustíveis</i>	66
<i>Tabela 4.6 – Quantidade de calor necessário no gerador</i>	67
<i>Tabela 4.7 – Relação entre capacidade de resfriamento, fluxo de biogás e nº de pessoas</i>	68
<i>Tabela 4.8 – Coeficiente de desempenho com capacidade frigorífica variando entre 18 a 70 kW</i>	69
<i>Tabela L.1 – Equipamentos Broad</i>	88
<i>Tabela L.2 – Dados de desempenho para unidade BCT em condições normais</i>	90

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 2.1 – Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração</i>	5
<i>Figura 2.2 – Esquema da unidade de absorção básica</i>	7
<i>Figura 2.3 – Funcionamento do chiller por absorção da Spring Carrier</i>	8
<i>Figura 2.4 – Sistema Electrolux de refrigeração por absorção</i>	9
<i>Figura 2.5 – Sistema de absorção intermitente durante seu ciclo de regeneração</i>	12
<i>Figura 2.6 – Sistema de absorção em ciclo contínuo</i>	14
<i>Figura 2.7 – Sistema de absorção com trocador de calor</i>	15
<i>Figura 2.8 – Sistema de absorção de duplo efeito</i>	16
<i>Figura 2.9 – CDE_{abs} de unidades de absorção de simples estágio e de duplo efeito</i>	17
<i>Figura 2.10 – Combinação de ciclo de potência e de refrigeração operado a calor</i>	18
<i>Figura 2.11 – Diagrama esquemático do sistema combinado de absorção gás/energia solar</i>	21
<i>Figura 2.12 – Diagrama pressão x temperatura para o ciclo de absorção água-brometo de lítio de simples estágio</i>	23
<i>Figura 2.13 – Pressão de equilíbrio do vapor de água</i>	24
<i>Figura 2.14 – Diagrama temperatura-pressão-concentração de soluções brometo de lítio-água</i>	24
<i>Figura 2.15 – Ciclo de resfriamento Spring-Carrier</i>	45
<i>Figura 3.1 – Esquema da unidade de absorção básica com indicação dos fluxos</i>	47
<i>Figura 3.2 – Diagrama de blocos da simulação do sistema de absorção LiBr + H₂O através do EES</i>	49
<i>Figura 3.3 – Representação esquemática do gerador</i>	50
<i>Figura 3.4 – Representação esquemática do condensador</i>	51
<i>Figura 3.5 – Representação esquemática do evaporador</i>	52
<i>Figura 3.6 – Representação esquemática do absorvedor</i>	53
<i>Figura 3.7 – Representação esquemática do trocador de calor</i>	54
<i>Figura 3.9 – Representação esquemática do dispositivo de expansão I</i>	55
<i>Figura 3.9 – Representação esquemática do dispositivo de expansão II</i>	56

<i>Figura 3.10 – Representação esquemática da bomba</i>	56
<i>Figura 3.11 – Diagrama de blocos da simulação da reação de combustão através do Combust/Comin</i>	60
<i>Figura 4.1 – Poder calorífico em função do percentual de biogás na mistura</i>	62
<i>Figura 4.2 – Variação do fluxo de gás com a capacidade de resfriamento do sistema</i>	64
<i>Figura 4.3 – Fluxo de calor no gerador em função da quantidade de combustível</i>	68
<i>Figura 4.4 – Coeficiente de desempenho versus capacidade frigorífica</i>	70
<i>Figura A.1 – Ciclo de refrigeração por absorção</i>	77
<i>Figura C.1 – Ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor</i>	80

SIMBOLOGIA

W – Trabalho [J]

T_g – Temperatura no gerador [K]

T_a – Temperatura no absorvedor [K]

T_e – Temperatura no evaporador [K]

T_c – Temperatura no condensador [K]

COP – Coeficiente de desempenho do sistema [%]

$\dot{m}$ - Vazão mássica [kg/s]

h – Entalpia específica [kJ/kg]

c_p – Calor específico [kJ/kg K]

$\dot{W}$ - Potência [W]

T – Temperatura [°C; K]

PCS_s – Poder calorífico superior seco [MJ/Nm³]

PCS_h – Poder calorífico superior úmido [MJ/Nm³]

PCI_s – Poder calorífico inferior seco [MJ/Nm³]

PCI_h – Poder calorífico inferior úmido [MJ/Nm³]

C – massa de carbono [kg]

H – massa de hidrogênio [kg]

O – massa de oxigênio [kg]

S - massa de enxofre [kg]

W - massa de umidade [kg]

A - massa de cinzas [kg]

N - massa de nitrogênio [kg]

n_{eO} – N° estequiométrico de moles de oxigênio [mol]

a – quantidade de moléculas de CO₂ da reação de combustão

b – quantidade de moléculas de H_2O da reação de combustão
 c – quantidade de moléculas de O_2 da reação de combustão
 d – quantidade de moléculas de N_2 da reação de combustão
 e – quantidade de moléculas de SO_2 da reação de combustão
 n_{eO_2} – n° estequiométrico de moles de oxigênio molecular[mol]
 n_{eA} – n° de moles de ar estequiométrico [mol]
 M_A – massa molecular ar [kg mol]
 M_c – massa molecular de combustível [kg mol]
 r – reação molar estequiométrica [kg/kg]
 V - volume total [m^3]
 ρ – densidade [kg/m^3]
 q_g – Taxa de transferência de calor no gerador [kW]
 q_a – Taxa de transferência de calor no absorvedor [kW]
 q_c – Taxa de transferência de calor no condensador [kW]
 q_e – Taxa de transferência de calor no evaporador [kW]
 X_1 e X_2 – Concentração da solução [%]
 P – Pressão [Pa]
 q_{hx} – Taxa de transferência de calor do absorvedor para o gerador [kW]
 CDE – Coeficiente de eficácia do sistema [%]
 ROC – Consumo de oxigênio por quilo mol de combustível [Kmol/Kmol]
 RAC – Quantidade de ar estequiométrico por quilograma de combustível[kg/kg]
 $RHHC$ – Quantidade de vapor úmido no gás [Kmol/Kmol]
 $RHSC$ – Quantidade de vapor seco no gás [Kmol/Kmol]
 LPG – Low pressure generator
 HPG – High pressure generator
 PHX – Primary heat exchanger

SHX – Secondary heat exchanger

Subscrito

b - bomba

sat – saturação

g – gerador

a –absorvedor

c – condensador

e – evaporador

abs – absorção

s – seco

h – úmido

e_O – oxigênio estequiométrico

e_{O_2} – oxigênio molecular estequiométrico

e_A – ar estequiométrico

A - ar

c – combustível

A,N – ar em condições normais de temperatura e pressão

min - mínimo

RESUMO

Recentemente, diante da crise energética, dos problemas ambientais e econômicos, da política de estímulo do gás natural e da importância crescente de aplicações de cogeração, tem-se observado um interesse renovado para aplicação de ciclos de absorção, devido à possibilidade de aproveitamento energético, para fins úteis, do calor residual de diferentes processos. Resfriadores “chillers” de absorção são extensamente utilizados em indústrias de ar condicionado, em parte porque eles podem ser acionados através de água quente, vapor, queima do gás natural, energia solar, biomassa, dentre outros, em vez de eletricidade, já que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida mundialmente é usada para refrigeração e condicionamento de ar de acordo com o Instituto Internacional de Refrigeração em Paris (IIF/IIR). Este trabalho tem como objetivo principal avaliar o ciclo de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio-água utilizando biogás de aterro sanitário e misturas deste com gás natural. Com a obtenção do potencial energético do biogás de aterro sanitário, gás natural e suas misturas, utilizando o “software” “Combust”, simulou-se através do “software” EES (Engineering Equation Solver), um ciclo de refrigeração por absorção com capacidade frigorífica variando entre 18 e 70 kW baseando-se em dados de equipamentos de refrigeração por absorção comerciais. As análises dos resultados mostraram a viabilidade energética do sistema utilizando no gerador biogás, gás natural e suas misturas quando comparada com equipamentos que utilizam combustíveis tradicionais (GN, óleo diesel, dentre outros), para acionamento de equipamentos de refrigeração (chiller) comerciais com capacidade de resfriamento de 12900 kcal/h e temperatura da água na entrada de 14°C e na saída de 7°C. Este trabalho demonstra que a refrigeração por absorção pode ser utilizada em aplicações residenciais e industriais, sendo alimentada por fontes de calor até então rejeitadas para a atmosfera contribuindo assim para a economia de energia elétrica e diminuição do potencial poluidor do meio ambiente.

ABSTRACT

Recently, because of the energy crisis, the environmental and economical problems, the politics of incentive of the natural gas and the growing importance of cogeneration applications, a growing interest has been observed toward application of absorption cycles, due to the possibility of energy use, for useful ends, of the residual heat of different processes. Coolers (chillers) of absorption have been used widely in industries of air conditioning, partly because they can be operated by hot water, vapor, natural gas, solar energy, biomass, among other, instead of electricity, since approximately 15% of all the electricity produced is globally used for refrigeration and air conditioning according to the International Institute of Refrigeration in Paris (IIF/IIR). This work has as the main objective to evaluate a cycle of refrigeration for absorption with solution of lithium bromide-water using biogas of sanitary landfill and mixtures of this with natural gas. By obtaining the energy potential of the biogas of sanitary landfill, natural gas and their mixtures, using the software Combust, it was simulated with the software EES (Engineering Equation Solver), a cycle of refrigeration for absorption with a refrigerating capacity in the range between 18 and 70 kW, which are actual data of equipment of refrigeration for commercial absorption. The analyses of the results showed that the energy viability of the system using in the generator biogas, natural gas and their mixtures when compared with equipments that use traditional fuels (GN, diesel oil, among other), for operation of equipments of refrigeration (chiller) commercial with capacity of refrigeration of 12900 kcal/h and temperature of the water in the entrance of 14°C and in the exit of 7°C. This work demonstrates that the refrigeration for absorption can be used in residential applications and industrial, for using sources of heat until then rejected for the atmosphere contributing like this to the electric power economy and decrease of the pollutant potential of the environment.

1. INTRODUÇÃO

Considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos sistemas de refrigeração alimentados por uma fonte de calor. Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido no estudo de sistemas de refrigeração deste tipo nos últimos anos.

Sistemas de refrigeração por absorção apresentam-se como alternativa para os sistemas de compressão de vapor possuindo como vantagem a utilização de energia térmica, que é menos nobre, substituindo uma parte da energia elétrica necessária para obtenção do efeito desejado. Resfriadores (chillers) de absorção são extensamente utilizados em indústrias de ar condicionado, em parte porque eles podem ser acionados através de água quente, vapor, queima do gás natural, energia solar, biomassa, dentre outros, em vez de eletricidade. Estes sistemas permitem reduzir as pontas de demanda elétrica e equilibrar assim o balanço de demanda energética. Eles proporcionam segurança e confiabilidade, podendo-se citar os EUA e o Japão, onde a climatização a gás é um sistema plenamente consolidado e considerado clássico por seu tempo de utilização.

A depleção da camada de ozônio pelo uso de CFC's e HCFC's é o principal impacto ambiental relacionado, tendo em vista estimativas de taxas de vazamento de gases refrigerantes que variam de 5 a 25%. Esse assunto foi tratado no protocolo de Montreal e ratificado pela maioria dos países, inclusive o Brasil.

Os principais componentes dos resfriadores de absorção são: gerador, absorvedor, condensador e evaporador, requerendo em algumas situações uma torre de resfriamento de água adicional para remover calor e manter as temperaturas desejáveis no absorvedor e no condensador.

Diferentes ciclos termodinâmicos, tipos de máquinas (refrigeração, bombas de calor e trocadores de calor) e novos fluidos de trabalho, têm sido propostos por numerosos autores em todo o mundo nas últimas décadas. Dentre algumas soluções para geração de frio, uma das mais interessantes ainda permanece sendo o ciclo de absorção.

O Instituto Internacional de Refrigeração em Paris (IIF/IIR) calculou que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida mundialmente é usada

para refrigeração e condicionamento de ar, portanto ciclos de refrigeração por absorção apresentam como alternativa para a economia de energia elétrica.

1.1 HISTÓRICO

Segundo Silva (1999), o francês Ferdinand Carré inventou o sistema de absorção e o patenteou nos Estados Unidos em 1860. O primeiro uso do sistema nos Estados Unidos foi provavelmente feito pelos Estados Confederados durante a Guerra Civil para suprimento de gelo natural que havia sido cortado pelo norte.

Por volta de 1880, Carl Linde substituiu máquinas por absorção por máquinas de compressão em cervejarias que haviam modificado seus processos de fabricação, reduzindo a quantidade de vapor rejeitado.

O primeiro sistema de refrigeração por compressão foi desenvolvido em 1834 por Jacob Perkins e esse sistema somente passou a dominar o mercado por volta de 1930. Essa demora se deu devido aos seguintes fatores:

- Alto custo de energia mecânica e elétrica;
- Elevado nível de ruído;
- Motores grandes, pesados e caros.

Na década de 1970 em razão da crise energética foram comercializados, por empresas como Carrier, York e Trane, vários modelos de equipamentos de condicionamento ambiental por absorção para uso em sistemas de cogeração, principalmente usando o par brometo de lítio - água.

Atualmente a empresa Dometic (há cinco anos atrás, Electrolux) é a maior produtora mundial de refrigeradores por absorção. Possui instalações de produção na Suécia, Alemanha, Hungria, Itália, Luxemburgo, México, Eslováquia, África do Sul e nos Estados Unidos.

1.2 ASPECTOS GERAIS DO SISTEMA

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com: condensador, válvula de expansão e evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser

transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para esta tarefa. O ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo operado a trabalho por que a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, opera com fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão. Existe a necessidade de algum trabalho elétrico para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de energia para uma dada quantidade de refrigeração é mínima, comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

Uma fonte de energia térmica importante para o refrigerador por absorção se faz pela combustão do gás natural (GN), um combustível que vem aumentando sua importância na matriz energética nacional.

O gás natural, oriundo das refinarias de petróleo, era tido como subproduto de processo e utilizado como fonte de energia auxiliar ou simplesmente queimado. Em outras situações o gás natural proveniente da prospecção de petróleo era queimado nas próprias plataformas. Segundo o Portal Rede Gás Energia (2003), até 2010 deverá haver um aumento da participação do gás natural na matriz energética nacional de 3% para 12%, de forma que passe a ser utilizado substituindo ou atuando em paralelo a combustíveis convencionais como gás liquefeito de petróleo (GLP), diesel e gasolina.

Podemos mencionar ainda como fonte térmica a possibilidade de utilização do gás de aterro sanitário (biogás). A geração do gás de aterro é o resultado da decomposição da matéria orgânica, Catanhede et al. (1979) e Silva et al. (1997), presente em elevada porcentagem nos resíduos sólidos urbanos, sob condições anaeróbias, que ocorre depois que os resíduos são depositados em aterros. O maior componente gerado na decomposição dos resíduos é de gás metano (CH_4) que é um combustível gasoso com grande poder energético, porém se descartado na atmosfera contribui para a formação do efeito estufa.

O ciclo de absorção brometo de lítio-água funciona com a água como líquido refrigerante e o brometo de lítio na função de fluido portador. O sistema $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ é quase exclusivamente utilizado para aplicações de condicionamento de ar. Tem numerosas vantagens tais como: alta entalpia de vaporização, não necessita retificação, não é tóxico e nem perigoso.

O brometo de lítio é um sal sólido cristalino que na presença de vapor de água absorve o vapor e torna-se uma solução líquida. A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é uma função da temperatura e da concentração da solução.

1.3 OBJETIVO DO TRABALHO

Pretende-se alcançar o objetivo proposto obtendo-se dados de catálogos de equipamentos de refrigeração por absorção (chillers) como: vazões do refrigerante, temperaturas e pressão de operação para cada componente do ciclo. Com estes dados, simula-se através do *software* EES (*Engineering Equation Solver*), um ciclo de refrigeração por absorção com capacidade frigorífica variando entre 18 e 70 kW utilizando como fonte de calor: gás natural, biogás de aterro sanitário e suas misturas. Com o EES calculam-se as taxas de transferência de calor em cada componente do ciclo: evaporador, condensador, absorvedor e gerador.

Com os *softwares* COMBUST/COMIN determinam-se os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão do gás natural puro, biogás de aterro sanitário puro e misturas desses dois gases em condições estequiométricas.

Com o Poder Calorífico Inferior (PCI) dos combustíveis e os dados de equipamentos de refrigeração por absorção comerciais simula-se o desempenho do sistema utilizando no gerador biogás, gás natural e suas misturas e compará-los com estes equipamentos que utilizam combustíveis tradicionais (GN, óleo diesel, dentre outros).

O objetivo principal do trabalho é a avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio – água utilizando biogás de aterro sanitário, gás natural e suas misturas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor baseiam-se no rebaixamento de temperatura que acompanha a expansão de um fluido líquido de alta pressão para baixa pressão porque também ocorre mudança de fase. Um líquido comprimido a alta pressão, ponto 2 da figura 2.1, ao ter a sua pressão reduzida, durante sua passagem por uma válvula de expansão, expande-se isoentalpicamente até atingir o ponto 3 como mistura bifásica a baixa pressão.

A partir desse ponto o fluido vaporiza-se, em um trocador de calor denominado evaporador, atingindo o ponto 4 como vapor saturado em baixa pressão. Na evaporação ocorre um aumento da entalpia do fluido às custas da adição de energia retirada na forma de calor do meio a resfriar.

Apesar de ser pouco empregado comercialmente para refrigeração, por ser de natureza intermitente, a expansão do vapor é a base dos demais ciclos de refrigeração. Para que exista um ciclo, ou seja, o reaproveitamento do fluido refrigerante com o retorno do mesmo ao estado correspondente ao ponto 2, é necessária a elevação da pressão do vapor do fluido e sua liquefação. A liquefação correspondente ao trecho 1-2 é feita por condensação e conseqüente rejeição de calor ao meio em um trocador de calor denominado condensador.

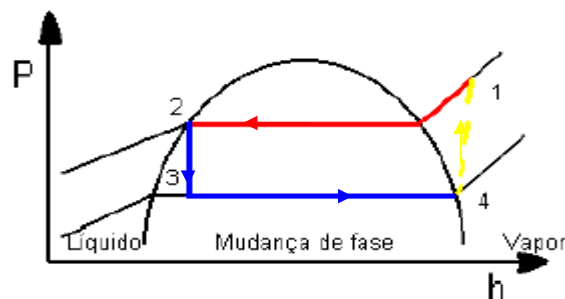


Figura 2.1 – Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração.

A diferença entre os sistemas de refrigeração por compressão e absorção está na forma de elevar a pressão, conforme o trecho 4-1.

2.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Neste sistema, dois equipamentos denominados absorvedor e gerador substituem o compressor no ciclo de compressão de vapor. Com relação ao refrigerante, o resto do ciclo de absorção é semelhante ao ciclo de compressão, isto é, o vapor se liquefaz no condensador e é trazido para o evaporador através da válvula de expansão. O fluido portador, ao sair do gerador, naturalmente retorna ao absorvedor por uma válvula redutora de pressão.

As principais vantagens do ciclo de absorção em relação a outros sistemas de refrigeração segundo Braz (2002) são:

- ✓ Pode operar com energia na forma térmica;
- ✓ As máquinas de absorção com gás são praticamente mais silenciosas por não existir moto-compressor no sistema. As únicas partes móveis são as bombas que circulam a solução e o refrigerante;
- ✓ Menores custos de operação (economia de aproximadamente 30% em relação ao sistema de compressão de vapor);
- ✓ Substancial redução no consumo de eletricidade;
- ✓ Contribuem para a preservação do meio ambiente.

Teoricamente, apenas uma única bomba é necessária, para transportar a solução portadora – refrigerante do absorvedor a baixa pressão para o gerador que opera a pressões mais elevadas. Na prática, duas bombas adicionais são muitas vezes usadas, uma para recircular a solução sobre serpentinas de resfriamento no absorvedor e outra para recircular o refrigerante sobre a serpentina de água gelada no evaporador.

O ciclo de absorção básico consiste em absorver vapor de baixa pressão em líquido apropriado, o vapor é convertido em líquido, através do processo de condensação. Em seguida ocorre uma liberação do vapor do líquido absorvente por adição de calor.

O absorvedor possui uma solução líquida, cuja função é absorver o vapor que sai do evaporador a baixa pressão. Para completar é necessário um resfriamento no processo de absorção por água ou ar, rejeitando o calor para a atmosfera.

A bomba tem a função de elevar a pressão da solução recebida do absorvedor e a entrega para o gerador. O gerador recebe calor de uma fonte de alta temperatura expulsando o vapor o qual tinha recebido no absorvedor através da solução líquida. A solução líquida retorna para o absorvedor por uma válvula redutora de pressão. A queda de pressão mantém a diferença de pressão entre o gerador e o absorvedor.

O esquema mostrado na figura 2.2 é resumido na seguinte forma:

1. O calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que;
2. O calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerado entra no evaporador e;
3. A rejeição de calor ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera.

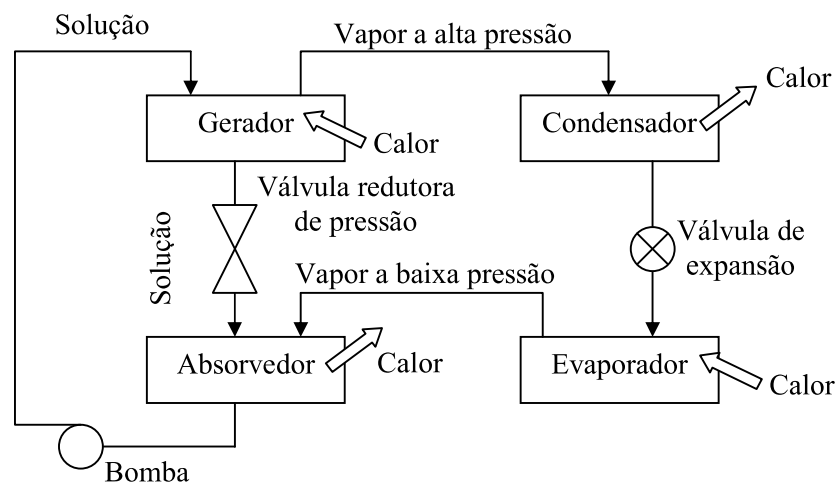


Figura 2.2 - Esquema da unidade de absorção básica. (Stoecker, 1985).

A figura 2.3 apresenta um desenho esquemático de um equipamento de absorção comercial, um Sistema de água gelada da Spring Carrier como aplicação de sistemas de refrigeração por absorção.

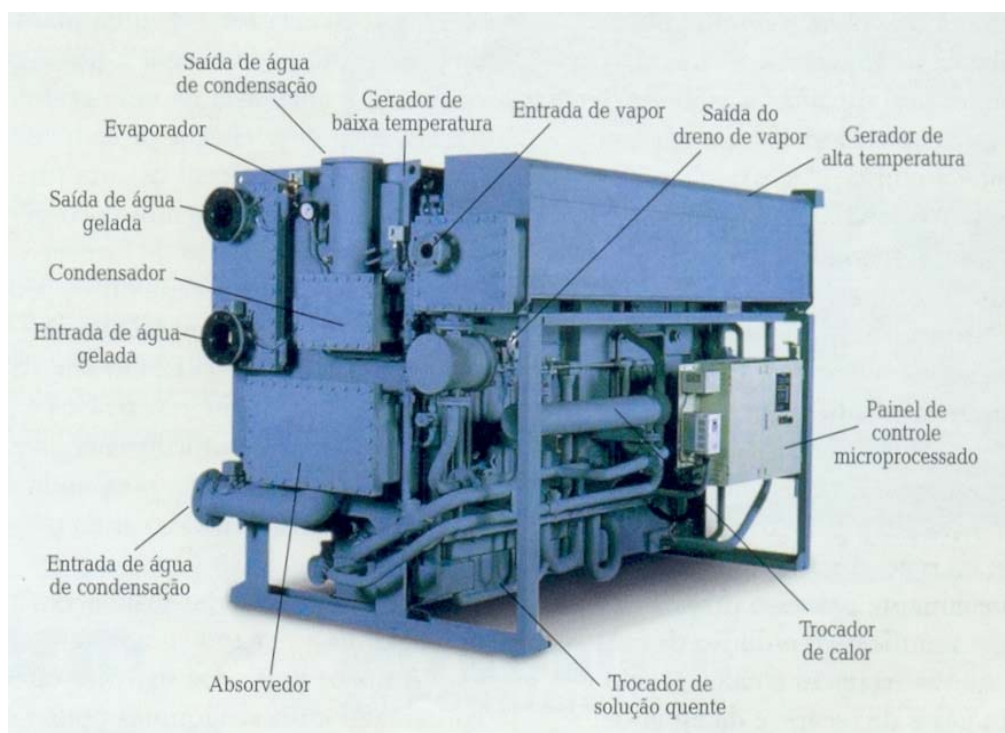


Figura 2.3 Funcionamento do chiller por absorção da Spring Carrier – (Athayde, 2001)

2.2.1 SISTEMA ELECTROLUX

Em 1922, dois estudantes de engenharia suecos Baltzar Von Platen e Carl Gustav Munters, patentearam uma máquina de refrigeração de funcionamento contínuo e de baixo custo. Tal equipamento produzido inicialmente por seus criadores teve sua patente adquirida pela Electrolux que a usou para projetar-se definitivamente no mercado de eletrodomésticos. O sistema, cujo esquema está mostrado na figura 2.4, é o mais popular de todos os sistemas de refrigeração por absorção por causa de seu uso em refrigeradores domésticos.

No sistema electrolux são empregados três fluidos: um refrigerante, geralmente amônia, um absorvente, geralmente água e um gás inerte, geralmente hidrogênio. Existem três fluxos de fluido: fluxo de vapor, fluxo de soluções de água e amônia e fluxo de gás inerte conforme ilustra a figura 2.4. A solução concentrada de amônia, ou solução rica, é aquecida liberando vapor de amônia, o

qual é retificado. A retificação é feita em um tubo ascendente e sinuoso no qual a água contida no vapor condensa-se e retorna ao gerador de vapor. Após a retificação o vapor de amônia é liquefeito em um condensador. No condensador e retificador do sistema Electrolux existe somente amônia, ou seja, a pressão da amônia é igual à pressão do sistema. O vapor de amônia não passa por uma válvula de expansão, mas sim por um sifão que impede o fluxo de gás inerte existente no evaporador, para o condensador. Evaporando a partir desse sifão o refrigerante expande-se no evaporador, onde existe um gás inerte, geralmente hidrogênio. Dessa forma, a pressão da amônia no evaporador será dada pela diferença entre a pressão total e a pressão parcial do gás inerte. Saindo do evaporador a amônia é absorvida por uma solução pobre em amônia, ainda a baixa pressão parcial, formando a solução rica.

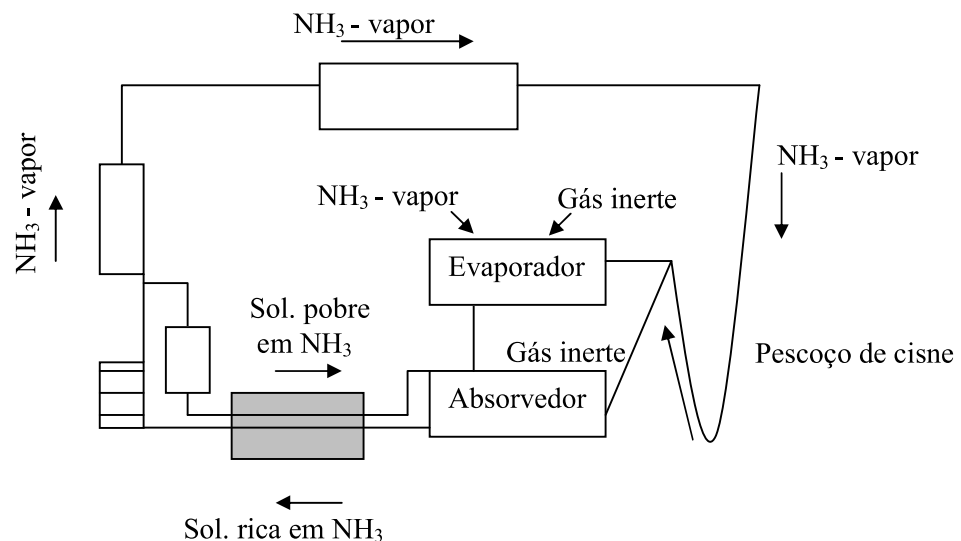


Figura 2.4 – Sistema Eletrolux de refrigeração por absorção. (Electrolux, 2005).

O fluxo de soluções água-amônia é movimentado por termossifão. A solução rica em amônia vinda do absorvedor, a qual se encontra em temperatura próxima à ambiente, chega ao gerador passando por um trocador de calor em contra fluxo com uma solução com baixa concentração de amônia, ou solução pobre, aquecida, que retorna do gerador. Nesse trocador de calor a solução rica é pré-aquecida e a solução pobre é pré-resfriada. No gerador a solução rica é aquecida em tubo capilar no qual vapor é gerado. A solução pobre, formada no

gerador, sobe arrastada pelas bolhas de vapor de amônia até um nível mais elevado que o topo do absorvedor. O retorno da solução pobre do absorvedor é feito por gravidade, passando pelo trocador acima citado, para ser pré-resfriada, enquanto o vapor separado no gerador, segue a trajetória descrita para o primeiro fluxo.

O fluxo de gás inerte circula apenas no absorvedor e evaporador, únicos componentes que operam com baixa pressão parcial. No evaporador, onde há fluxo descendente, o gás inerte desce em razão do aumento de sua densidade devido ao resfriamento. Chegando ao absorvedor o gás inerte é aquecido pelo processo exotérmico de absorção e sobe novamente ao topo do evaporador.

2.2.2 REFRIGERAÇÃO POR ABSORVENTES SÓLIDOS

Segundo Silva (1999), vários tipos de refrigeradores por absorventes sólidos tem sido desenvolvidos. Sendo que todos eles têm sua origem no experimento de Faraday.

Michael Faraday realizou experiências para a liquefação de certos gases. Esses eram gases que certos cientistas acreditavam existir somente na forma de vapor.

Faraday sabia que cloreto de prata, um pó branco, absorvia grandes quantidades de vapor de amônia. Ele admitia o pó para absorver todo o vapor de amônia possível. Então ele selava o composto amônia – cloreto de prata num tubo de ensaio montado tal como um “V” invertido.

Faraday então aquecia a extremidade do tubo contendo o pó (vermelho). Ao mesmo tempo ele resfriava a extremidade oposta com água. O calor liberava vapor de amônia. Gotas de um líquido menos colorido (azul) começavam a aparecer na extremidade fria do tubo. Isto era amônia líquida.

Faraday continuou o processo de aquecimento até que a amônia líquida fosse obtida. Então, ele retirava o calor, removia a água fria, e observava a nova substância descoberta.

Momentos depois, Faraday observou alguma coisa anormal. A amônia líquida não permanecia em repouso no tubo de ensaio selado. Começava a formar

bolhas e entrava em ebulição. O líquido retornava rapidamente para vapor. O vapor era, então, reabsorvido pelo pó.

Quando Faraday tocava o extremo do tubo contendo o líquido em ebulição, ele o sentia mais frio. A amônia na mudança da forma líquida para vapor, tinha removido calor. Dessa forma, o mecanismo da refrigeração havia sido desenvolvido a partir deste experimento, e diversos sistemas foram montados com base neste princípio.

2.2.3 SISTEMA DE ABSORÇÃO INTERMITENTE

O sistema de absorção intermitente utiliza um regenerador carregado com a mistura água e amônia. Uma fonte de calor, usualmente nos casos mais simples uma chama de querosene, aquece esta solução no regenerador. A amônia é vaporizada e escoada para fora.

No condensador C, conforme ilustrado na figura 2.5, o vapor de amônia é liquefeito. O líquido escoado por gravidade para o reservatório de líquido (tanque de líquido) e daí para o evaporador. Durante o ciclo de regeneração, pequeno ou nenhum efeito de refrigeração acontece. Quando o sistema esfria, a pressão diminui, e a amônia líquida no evaporador entra em ebulição e absorve calor. O ciclo é completado quando a amônia vaporizada é reabsorvida no regenerador.

A figura 2.5 ilustra o ciclo de regeneração. Na operação, o tanque de querosene é abastecido com a quantidade suficiente para um ciclo. Este ciclo é normalmente de um dia. O queimador é acionado e fornece calor para a mistura amônia-água (marrom) no regenerador. O vapor de amônia (marrom claro) é dirigido através do tubo A, para o condensador C. Então, o gás amônia é esfriado e condensado para amônia líquida (vermelho). O líquido escoado para o reservatório líquido D. Quando o querosene já foi todo queimado (usualmente de 20 a 40 minutos), o ciclo de regeneração termina e começa o ciclo de refrigeração.

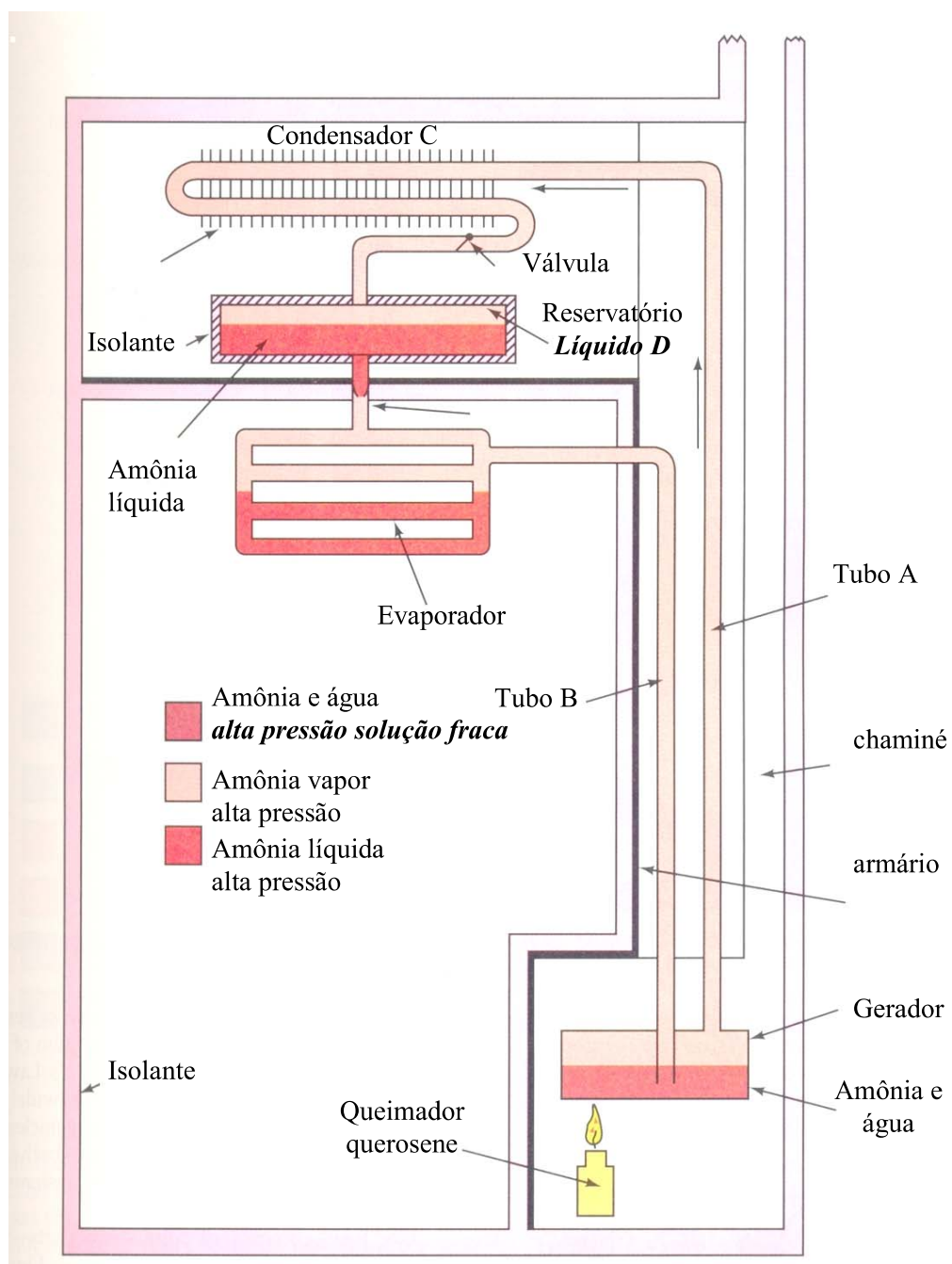


Figura 2.5 – Sistema de absorção intermitente durante seu ciclo de regeneração.
Traduzida de Althouse, et al. (1996).

2.2.4 SISTEMA DE ABSORÇÃO EM CICLO CONTÍNUO

A unidade de refrigeração em ciclo contínuo é operada pela aplicação de uma quantidade limitada de calor. Este calor é fornecido por gás, eletricidade, querosene ou outro combustível. Nenhuma parte móvel é utilizada. A operação do mecanismo de refrigeração está baseada na Lei de Dalton.

Esta lei, também conhecida como lei de estado das pressões parciais, estabelece que: a pressão total de uma mistura de gases confinados é a soma das pressões de cada gás na mistura. Por exemplo, a pressão total do ar em um cilindro de ar comprimido é a soma das pressões do oxigênio, nitrogênio, dióxido de carbono e vapor d'água.

O refrigerador por absorção usa dois gases, amônia e hidrogênio. A amônia é absorvida pela água no sistema fechado. Pelo processo de aquecimento da solução a amônia é evaporada, e o hidrogênio que não é absorvido pela água retorna como um gás. Neste caso a pressão total do sistema é a pressão da amônia mais a pressão do hidrogênio.

O sistema de absorção em ciclo contínuo é ilustrado na figura 2.6, consistindo de quatro partes principais: queimador (boiler), evaporador, condensador e absorvedor.

Quando a unidade opera com querosene ou gás, o calor é fornecido por um queimador. Este elemento é ajustado por baixo do tubo central (A). Quando opera com eletricidade, o calor é fornecido por um elemento inserido na seção B.

A carga da unidade consiste de uma quantidade de amônia, água e hidrogênio, que devem ter uma pressão suficiente para condensar amônia na temperatura do ambiente. Quando calor é fornecido por um sistema de ebulição, bolhas de gás de amônia são produzidas. Elas sobem e transportam solução de amônia fraca através da bomba de sifão (C). Esta solução fraca passa pelo tubo (D), enquanto que o vapor de amônia passa pelo tubo (E) e no separador de água. Neste ponto todo vapor d'água é condensado e retorna ao sistema de ebulição, deixando o vapor seco de amônia passar para o condensador.

Pela circulação de ar através do condensador, calor é removido do vapor de amônia, permitindo a condensação da amônia que flui para o evaporador.

O evaporador é abastecido com hidrogênio. O hidrogênio passa através da superfície de amônia. A evaporação da amônia retira calor do evaporador. Isto, por outro lado, retira calor do meio, reduzindo a temperatura do refrigerador.

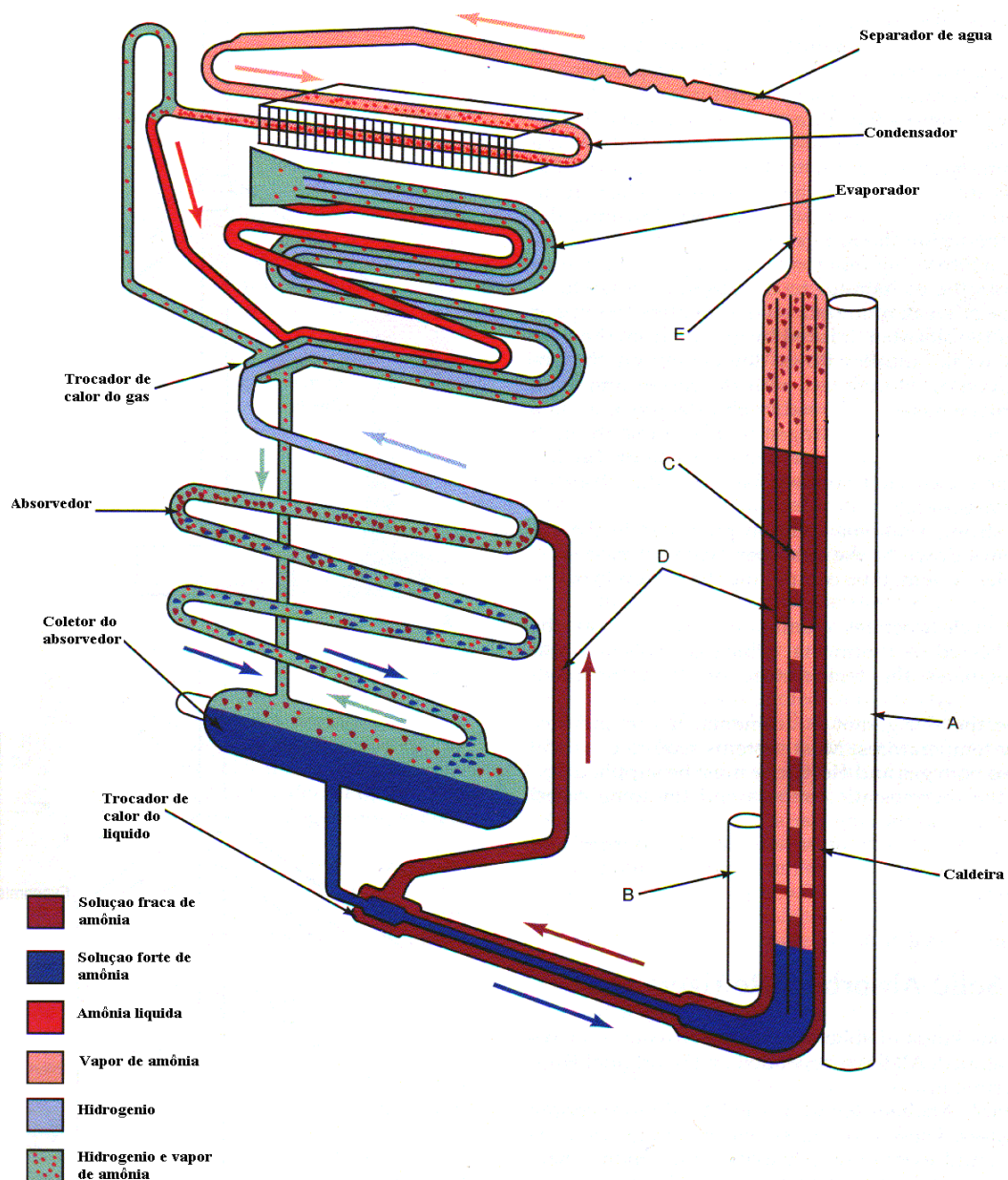


Figura 2.6 – Sistema de absorção em ciclo contínuo traduzida de Althouse, et al. (1996).

2.2.5 CICLO DE ABSORÇÃO COM TROCADOR DE CALOR

O ciclo de absorção é caracterizado como ciclo operado a calor porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão. Com adição de um trocador de calor reduzirá significativamente a energia necessária no gerador. Este trocador aquece a solução fria do absorvedor em seu caminho para o gerador e esfria a solução que retorna do gerador para o absorvedor, como ilustrado na figura 2.7.

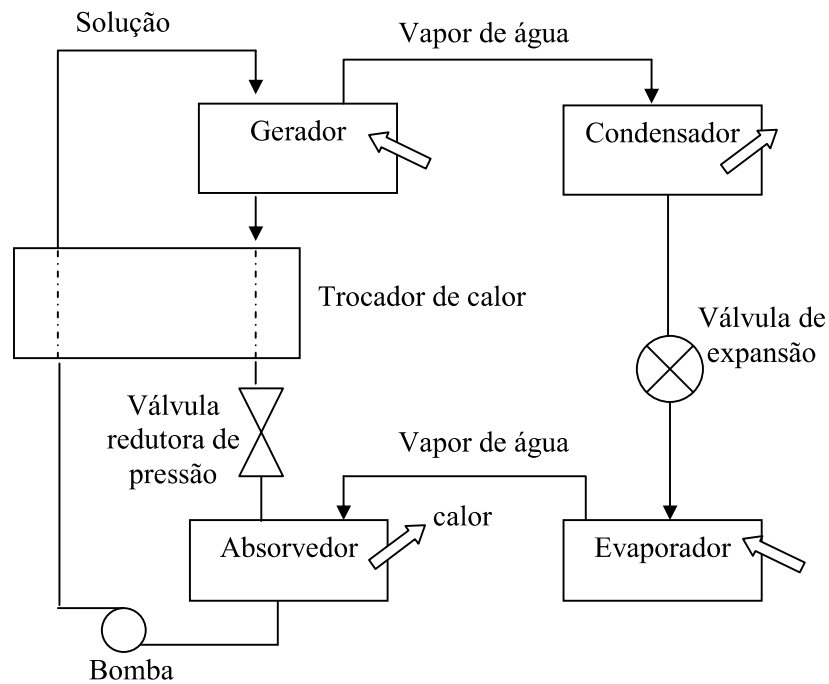


Figura 2.7 – Sistema de absorção com trocador de calor. (Stoecker, 1985).

2.2.6 SISTEMA DE ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO

O sistema de duplo efeito de brometo de lítio pode ter sua eficiência melhorada como mostrado na figura 2.8. O aspecto mais importante que distingue o sistema de duplo efeito é que este incorpora um segundo gerador, gerador II, que usa o vapor da água que condensa o gerador I para prover seu abastecimento de calor. Há três níveis diferentes de pressão em cada vaso, e um vapor de pressão média (da ordem de 1000 kPa) é suprido ao gerador I em vez do vapor de baixa pressão (aproximadamente 120 kPa) fornecido ao gerador e uma unidade de único estágio. A solução de LiBr do gerador I passa através de um

trocador de calor, onde ela transfere calor à solução fraca de LiBr que escoar em direção ao gerador I. A solução que passa para o gerador II é aquecida ali pelo vapor de água condensante que foi desviado do gerador I. Em seguida a solução passa por uma restrição que reduz sua pressão para aquela do vaso 2. Em seguida à redução de pressão, parte da água da solução é expandida subitamente se vaporizando, para em seguida se liquefazer no condensador.

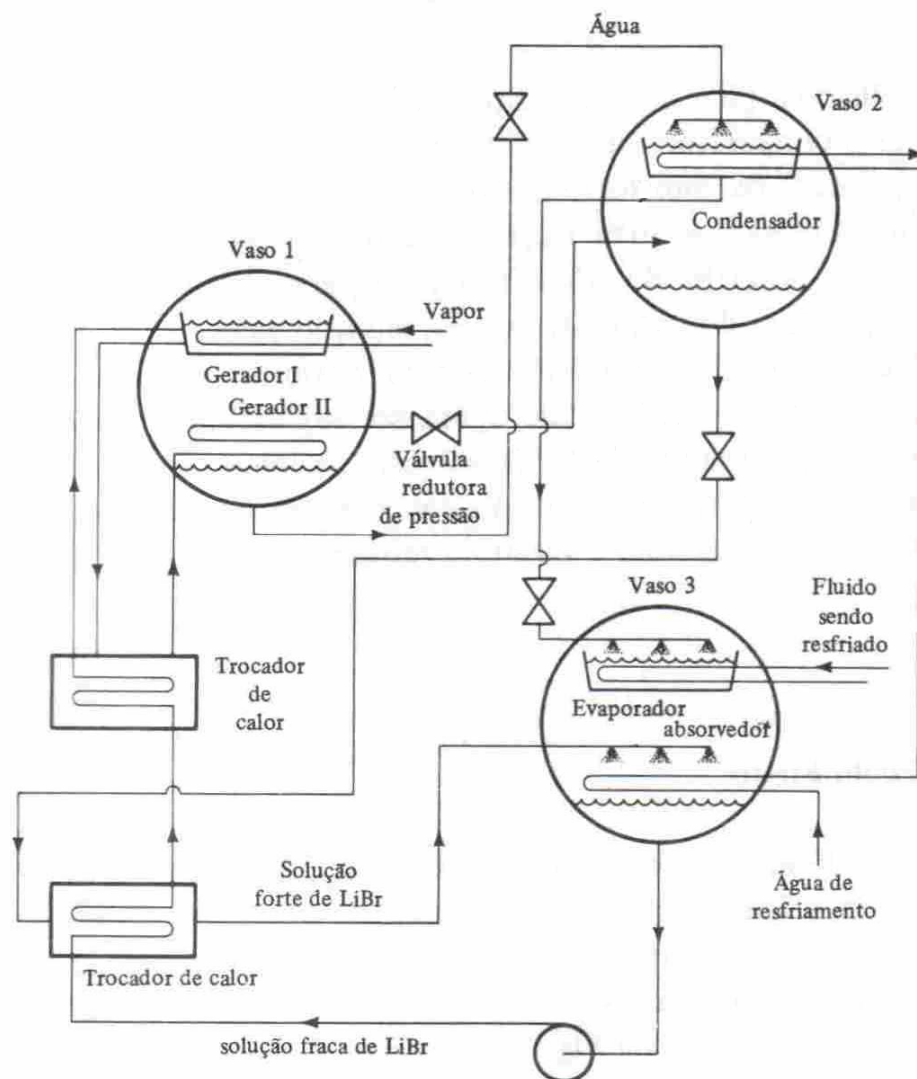


Figura 2.8 – Sistema de absorção de duplo efeito. (Stoecker, 1985).

A unidade de absorção de duplo efeito opera com coeficientes de eficácia (CDE) maiores do que as de simples estágio como mostrado na figura 2.9.

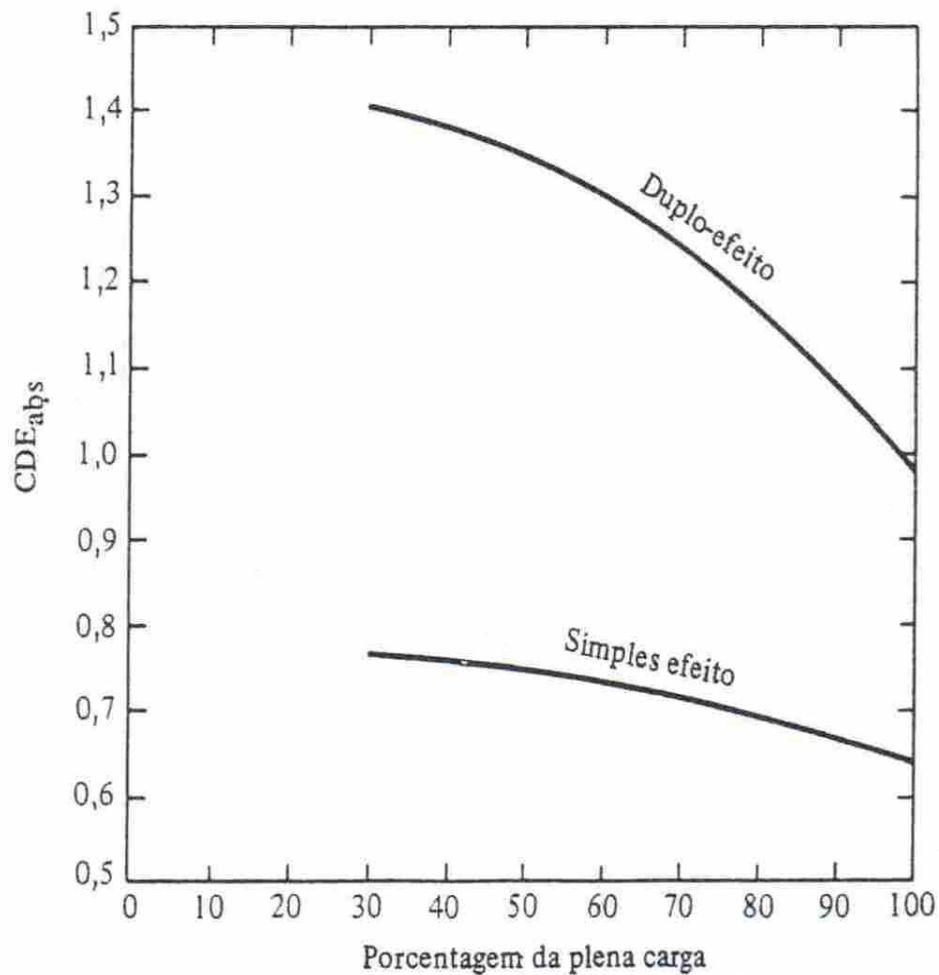


Figura 2.9 – CDE_{abs} de unidades de absorção de simples estágio e de duplo efeito. (Stoecker, 1985).

2.2.7 EFICIÊNCIA NO CICLO DE ABSORÇÃO

O coeficiente de desempenho do ciclo de absorção COP_{abs} é definido como:

$$COP_{abs} = \frac{\text{taxa de refrigeração}}{\text{taxa de adição de calor ao gerador}}$$

Vale aqui lembrar que o COP do ciclo de compressão de vapor é a relação da taxa de refrigeração pela potência na forma de trabalho fornecida para operar o ciclo, portanto, na comparação entre os COP do ciclo de compressão e do ciclo de absorção o valor será menor para o do ciclo de absorção (a energia na forma de trabalho é normalmente muito mais valiosa e cara que a energia na forma de calor), Stoecker (1985).

Para uma melhor compreensão do COP do ciclo de absorção, a figura 2.10 mostra o ciclo de absorção dividido em dois blocos. O bloco da esquerda representa o ciclo da potência, onde se desenvolve o trabalho necessário para realizar a compressão do vapor do evaporador para o condensador no ciclo de refrigeração, bloco da direita.

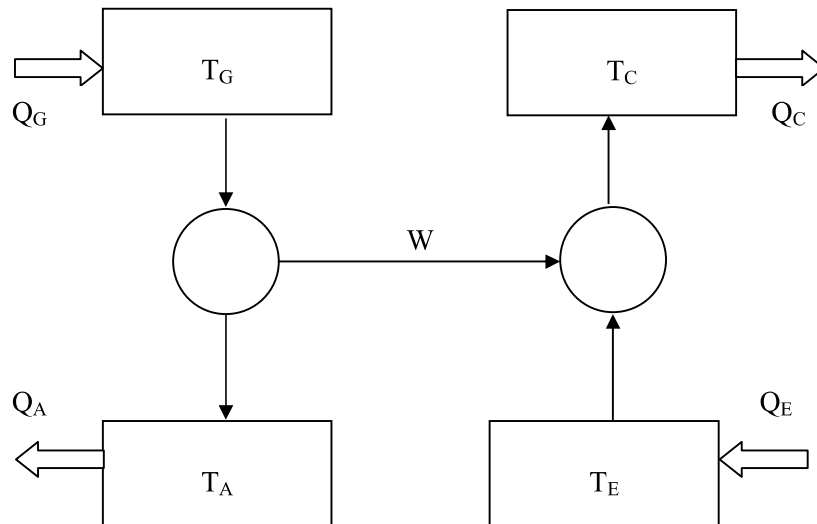


Figura 2.10 - Combinação de ciclo de potência e de refrigeração operado a calor. (Stoecker, 1985)

O ciclo de potência recebe energia na forma de calor Q_G , a uma temperatura absoluta T_G , entrega uma certa energia W na forma de trabalho para o ciclo de refrigeração e rejeita uma quantidade de energia Q_A , na forma de calor à temperatura T_A . O ciclo de refrigeração recebe o trabalho W e com ele transfere calor Q_E à temperatura de refrigeração T_E para a temperatura T_A , onde a quantidade Q_C é rejeitada.

Para o ciclo de potência:

$$\frac{Q_G}{W} = \frac{T_G}{T_G - T_A} \quad (2.1)$$

Para o ciclo de refrigeração:

$$\frac{Q_E}{W} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \quad (2.2)$$

Portanto:

$$COP_{abs} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{W T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_G - T_A}{W T_G} = \frac{T_E (T_G - T_A)}{T_G (T_C - T_E)} \quad (2.3)$$

Analisando a equação 2.3, pode se chegar a algumas conclusões:

Quando T_G aumenta, o COP aumenta;

Quando T_E aumenta, o COP aumenta;

Quando T_C aumenta, o COP diminui.

A comparação do COP dos ciclos de absorção e de compressão deve ser feita com reserva, pois seu valor sempre é apreciavelmente menor que o segundo, visto que são coeficientes definidos diferentemente. Pode-se ter relações de 0,6 para 3, por exemplo, respectivamente à absorção e à compressão.

2.2.8 SISTEMA DE ABSORÇÃO SOLAR

Liu e Wang (2003), desenvolveram um sistema de absorção de duplo efeito solar/gás com uma capacidade de resfriamento de 10 kW. A temperatura de entrada da água resfriada é 32°C e a de saída é 37°C. Para ser a mesma como chillers convencional, a temperatura da água resfriada na entrada é 14°C e na saída de 7°C. Este sistema usa energia solar como parte da energia fornecida juntamente com a queima de gás natural no gerador de alta pressão. O sistema de absorção de duplo efeito pode reduzir a taxa de transferência de calor global, tendo um coeficiente de desempenho de 1,2; o dobro do sistema de simples efeito. A energia auxiliar produziria um coeficiente de desempenho mais alto

quando a energia solar não está disponível. Este sistema vai servir para resfriamento e aquecimento em todo o ano. Durante os dias de verão, o refrigerador fornece água resfriada, e o resto do ano fornece água quente para uso diário ou aquecimento. O sistema combinado (gás/energia solar) fornece ar condicionado durante o verão, espaço aquecido durante o inverno e água quente em todo o ano. A figura 2.11 mostra o diagrama esquemático do sistema combinado de absorção (gás/energia solar).

Segundo Asdrubali e Grignaffini (2004), Yasaki fabricou uma máquina experimental de absorção de simples estágio que usa brometo de lítio-água como fluido de trabalho. De acordo com os dados fornecidos, a máquina tem potência de refrigeração nominal igual a 17 kW, com fornecimento de água quente a 88°C. A água refrigerada, em condições nominais, é produzida a 9°C com queda no evaporador de 6°C, a pressão máxima no gerador e no evaporador são, respectivamente, 98 kPa e 295 kPa. O absorvedor e condensador são resfriados pela água, que é aquecida de 29,5°C a 34,5°C, a pressão máxima no circuito de resfriamento é igual a 295 kPa. A máquina é equipada com recirculação entre as soluções concentradas e diluídas no gerador e absorvedor, com um trocador para recuperar calor, e com um aquecedor com uma célula de platina para extrair hidrogênio produzido no sistema. Não existem bombas desde que a circulação do fluido é realizada através de termossifão.

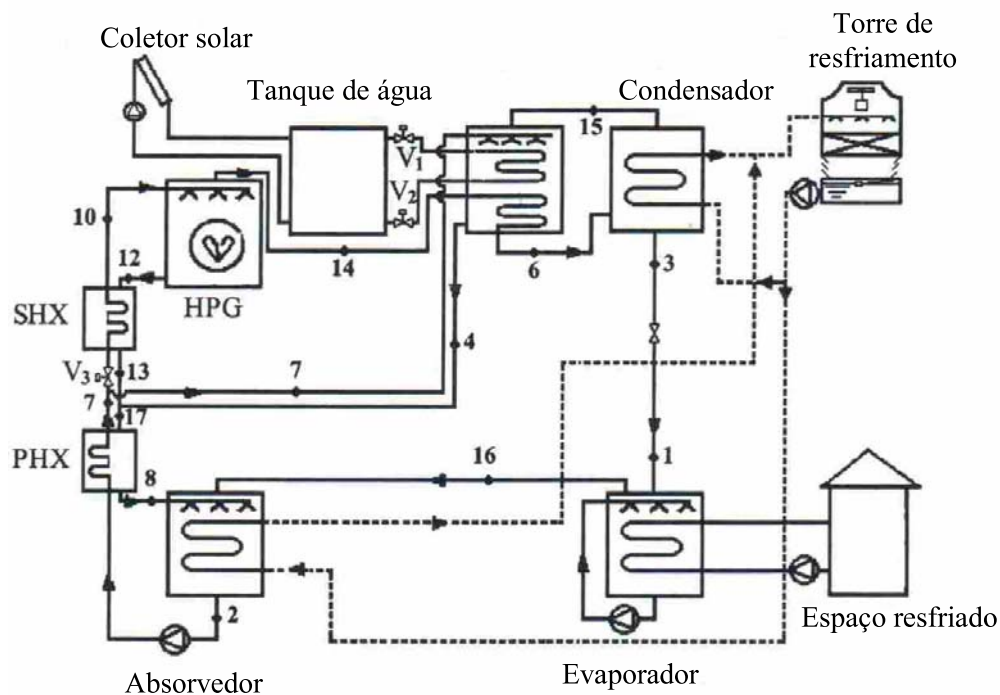


Figura 2.11 – Diagrama esquemático do sistema combinado de absorção gás/energia solar, traduzido do Liu e Wang (2003).

2.3 SOLUÇÃO DE BROMETO DE LÍTIO E ÁGUA

De acordo com Lucas et al. (2003), a desvantagem de muitos fluidos de trabalho, tal como, brometo de lítio-água são que eles cristalizam a altas concentrações e a alta temperatura necessária no gerador para alcançar o ponto de ebulição, mais que 90°C. Isto ocorre devido ao aumento no ponto de ebulição que a concentração elevada de brometo de lítio produz.

A cristalização pode ter as seguintes causas:

1. Vazamentos de ar para dentro do sistema, causando aumento da temperatura de evaporação e da água refrigerante, aumentando a quantidade de calor injetado no sistema e a concentração da solução até o ponto de cristalização;
2. A operação do sistema na capacidade máxima, caso a temperatura da água refrigerante seja muito baixa, a temperatura da solução diluída pode baixar o

suficiente para baixar também a temperatura da solução concentrada até o ponto de cristalização;

3. Havendo interrupção do fornecimento de energia térmica, a temperatura da solução concentrada no trocador de calor cai podendo ficar abaixo da linha de cristalização;

Uma das mais tradicionais combinações refrigerante-absorvedor é brometo de lítio-água, são usados para produzir o efeito de refrigeração em virtude de:

1. A água que é resfriada pela vaporização a baixas temperaturas quando é mantida sobre alto vácuo, poderia ser usada como fluido de resfriamento.
2. Certas substâncias, tal como o sal a altas concentrações podem absorver vapor d'água e são capazes de causar decréscimo na pressão de vapor d'água.

A água é um dos refrigerantes naturais mais aceitáveis, por causa de sua segurança e custo. Brometo de lítio foi escolhido como absorvente porque se encontram as seguintes características de solução desejadas para um sistema de refrigeração por absorção: estabilidade em solução aquosa e baixa pressão de vapor no absorvedor. A figura 2.12 apresenta um diagrama pressão-temperatura para o ciclo de absorção brometo de lítio - água.

A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é uma função da temperatura e da concentração da solução. Se dois vasos forem conectados como na figura 2.13, um vaso contendo solução de brometo de lítio - água e o outro contendo água pura, cada líquido exerceria uma pressão de vapor. No equilíbrio as pressões de vapor de água exercida pelos dois líquidos seriam iguais. Um exemplo de uma condição de equilíbrio é notado na figura 2.13. Se a temperatura da água pura é de 40°C , sua pressão de vapor é de $7,38\text{ kPa}$. Essa mesma pressão de vapor poderia ser desenvolvida por uma solução de brometo de lítio - água a uma temperatura de 80°C e uma concentração de 59% de brometo de lítio em relação à massa. Muitas outras combinações de temperaturas e concentrações de solução podem fornecer uma pressão de vapor de $7,38\text{ kPa}$.

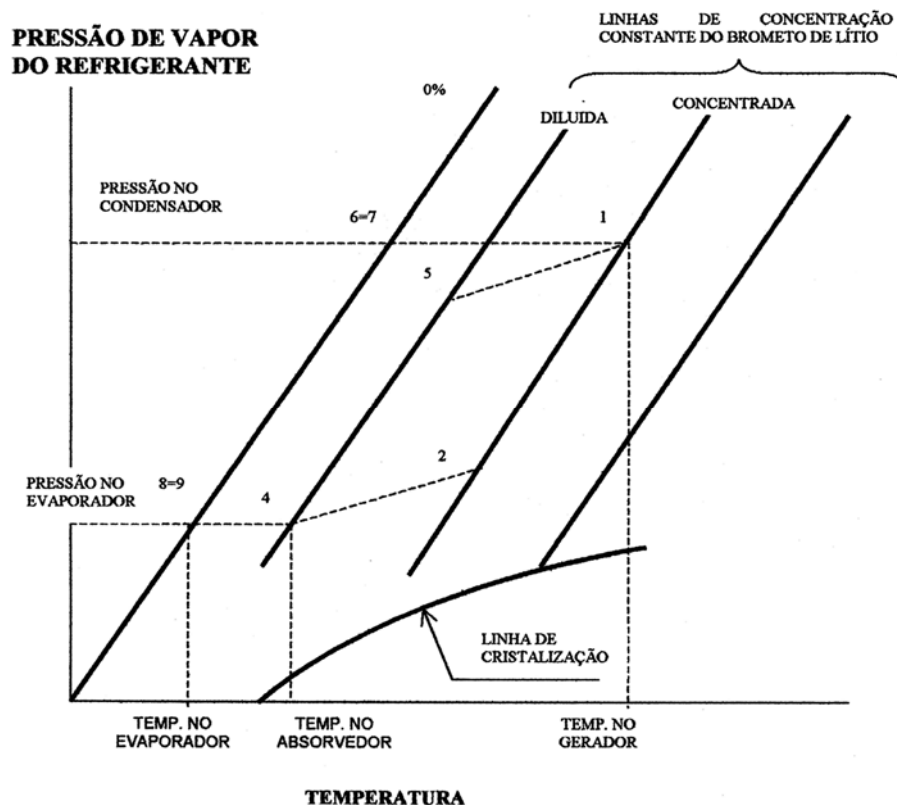


Figura 2.12 – Diagrama pressão x temperatura para o ciclo de absorção água-brometo de lítio de simples estágio. (ASHRAE Fundamentals, 1985)

A figura 2.14 apresenta um diagrama temperatura-pressão-concentração para soluções de brometo de lítio - água. A concentração é a abscissa do gráfico, enquanto que a pressão de vapor de água encontra-se na ordenada. A temperatura de saturação da água pura correspondente a essa pressão é mostrada na ordenada ao lado esquerdo do gráfico. A carta aplica-se a condições saturadas onde a solução está em equilíbrio com o vapor de água, como no vaso do lado direito da figura 2.13.

Analisando o diagrama, facilmente se identificam as condições escolhidas no exemplo da figura 2.13.

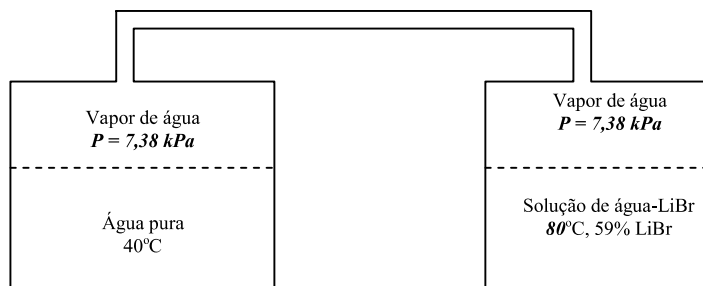


Figura 2.13 – Pressão de equilíbrio do vapor de água. (Stoecker, 1985)

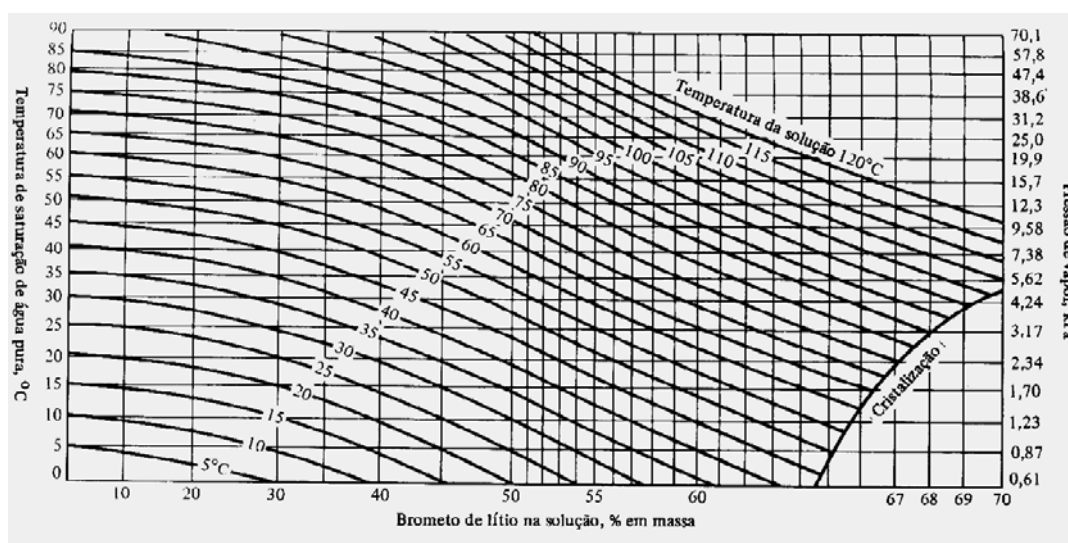


Figura 2.14 - Diagrama temperatura-pressão-concentração de soluções brometo de lítio – água. (Stoecker, 1985)

2.4 SISTEMA LiBr – H₂O VERSUS SISTEMA H₂O – NH₃

Em termos do coeficiente de eficácia do ciclo de absorção, ambos apresentam valores semelhantes. Sistemas água-amônia podem atingir temperaturas de evaporação abaixo de 0°C enquanto, sistemas LiBr-H₂O são limitados em unidades comerciais a temperatura no mínimo de 3°C.

Em termos de equipamentos temos que o sistema água-amônia requer componentes extras (retificador e analisador), porém operam a pressões acima da atmosférica, o que consiste em uma vantagem em relação ao sistema LiBr-H₂O,

já que este opera a pressões abaixo da atmosférica, o que tende a causar infiltrações inevitáveis de ar no sistema.

2.5 CARACTERÍSTICAS DOS COMBUSTÍVEIS

Os combustíveis classificam-se em sólidos, líquidos e gasosos. Pode-se citar como exemplo de combustível sólido a madeira de reflorestamento, de combustível líquido a gasolina e de combustível gasoso o gás natural.

As propriedades mais importantes de um combustível são apresentadas a seguir:

2.5.1 Composição

A composição dos combustíveis é essencial para poder determinar os parâmetros característicos estequiométricos da reação de combustão. A forma mais habitual de indicar a composição consiste em relacionar a quantidade de carbono, hidrogênio, enxofre, oxigênio, água e cinzas em massa referida a um quilograma de combustível.

2.5.2 Poder calorífico

O poder calorífico de um combustível é a energia liberada na combustão total a pressão constante de um quilograma de combustível para levar os produtos da combustão a 25°C, sendo a temperatura inicial do combustível também de 25°C. Utiliza-se o poder calorífico superior (PCS) quando a água da combustão é condensada e o poder calorífico inferior (PCI) quando em estado de vapor a 25°C. Deduz-se que o PCS será sempre superior ao PCI, sendo a diferença entre ambos a entalpia de vaporização da água formada na combustão. A relação entre o poder calorífico e a entalpia de reação será a massa molar do combustível.

(PCS)_s – Poder calorífico superior é a quantidade de calor que se desprende na reação de combustão completa de uma unidade de combustível seco.

(PCS)_h – Poder calorífico superior úmido é a quantidade de calor que se desprende na reação de combustão completa de uma unidade de combustível úmido.

$(PCI)_s$ – Poder calorífico inferior seco é a quantidade de calor que se desprende na reação de combustão completa de um combustível seco, com água no estado de vapor.

$(PCI)_h$ – Poder calorífico inferior úmido é a quantidade de calor que se desprende na reação de combustão completa de uma unidade de combustível úmido.

A partir da análise elementar (% em massa de carbono, hidrogênio, oxigênio, enxofre, e umidade) podem ser utilizadas fórmulas mais ou menos exatas, tais como:

Fórmula de Mendeleyev (desenvolvida para carbonos):

$$PCI = 340 C + 1030 H - 110 (O - S) - 25 W \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.4)$$

Fórmula de Dulong para combustíveis sólidos:

$$PCS = 339,6C + 1418,9 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 94,2S \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.5)$$

$$PCI = PCS - 25(9H + W) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.6)$$

Combinando as equações 2.5 e 2.6 tem-se:

$$PCI = 339,6C + 1193,9H - 117,4O + 94,2S - 25W \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.7)$$

Encontra-se o poder calorífico útil de um resíduo sólido que contém umidade e cinzas, parte-se da análise elementar, considerando a composição elementar (% em massa), % de umidade (W) e % de cinzas (A) de forma que:

$$C + H + O + S + N + W + A = 100$$

A partir da equação 2.7 obtém-se o PCI do resíduo no estado atual. O poder calorífico do combustível seco é:

$$PCI(res.sec o) = [339,6 C + 1193,9 H - 117,4 O + 94,2 S] \frac{100}{(100 - W)} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.8)$$

O combustível seco livre de cinzas é:

$$PCI(sem cinzas) = [339,6 C + 1193,9 H - 117,4 O + 94,2 S] \frac{100}{(100 - W - A)} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.9)$$

Para combustíveis com quantidade alta de nitrogênio orgânico, é conveniente utilizar a fórmula de Dulong modificada:

$$PCS = 337,3C + 1418,9 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 93,1S + 23,3N \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.10)$$

2.5.3 Viscosidade e densidade

A viscosidade tem grande importância nos combustíveis líquidos, a determinação é experimental. A densidade também se determina experimentalmente, e no caso dos combustíveis gasosos utiliza-se a densidade absoluta.

2.5.4 Limites de inflamabilidade

Esta propriedade tem referência aos combustíveis gasosos, estabelece a proporção de gás e ar necessários para que se produza a combustão, mediante um limite superior e inferior.

Para que se produza a reação de combustão, uma mescla de combustível e comburente deve alcançar uma temperatura mínima necessária que recebe o nome de ponto de inflamação. Uma vez iniciada a combustão, o calor manterá a temperatura por cima da inflamação, e a reação continuará até esgotar o combustível ou comburente. Outra temperatura importante é a temperatura de combustão ou temperatura adiabática de chama, que se alcança na combustão.

2.5.5 Quantidade de enxofre

A quantidade de enxofre nos combustíveis é importante, pois determina a quantidade de SO_2 que aparecerá nos gases, como resultado da combustão. O SO_2 oxida-se lentamente a SO_3 , que é responsável pelas chuvas ácidas.

2.5.6 Índice de Bacharach do gás

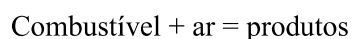
Se a combustão ocorre com menos ar que o necessário (estequiométrico), produz-se não queimados, entre eles a fuligem. Esta fuligem está constituída por partículas sólidas de carbono que se depositam sobre a superfície por onde circulam os gases da combustão. Isto provoca diversos inconvenientes, um dos quais a diminuição do coeficiente de transmissão global de calor. O gás cede menos calor e o rendimento da combustão diminui. Com o aumento da quantidade de partículas sólidas, a opacidade do gás aumenta, para determinar esta opacidade estabelece-se o índice de Bacharach.

2.5.7 Índice de Wobbe e potencial de combustão

A reação de combustão de um gás combustível é realizada num dispositivo denominado queimador, cuja missão é graduar convenientemente o fluxo de gás e ar necessários para a combustão. Às vezes, pode ser necessário utilizar um gás diferente do que se vem utilizando no queimador, esta operação de troca nem sempre é possível, a menos que se ajustem convenientemente alguns elementos do queimador. Para determinar se é possível trocar um gás por outro, utiliza-se os índices empíricos, denominados índice de Wobbe e potencial de combustão (é um índice de natureza empírica, relacionado com a velocidade de combustão do gás).

2.6 COMBUSTÃO – CONCEITOS BÁSICOS

A reação de combustão baseia-se na reação química exotérmica de uma substância (ou mescla de substâncias), denominada combustível, com o oxigênio. Esta mescla de substâncias que contém oxigênio denomina-se comburente.



Combustão completa: queimam-se as substâncias combustíveis do combustível, até o máximo grau possível de oxidação. Isto quer dizer que não restarão substâncias combustíveis nos gases resultantes do processo.

Combustão incompleta: ocorre o contrário; os produtos da combustão apresentam substâncias combustíveis, como o CO; são chamadas de “não queimados”.

Combustão estequiométrica ou teórica: é a combustão que ocorre com a quantidade mínima de ar para que não se produzam “não queimados”.

Combustão com excesso de ar: é a combustão que ocorre com uma quantidade de ar superior ao mínimo necessário. Quando se utiliza excesso de ar, os produtos da combustão tendem a apresentar uma certa quantidade de “não queimados”, bem como a presença de O₂.

Combustão com falta de ar: é a combustão que ocorre com uma quantidade de ar inferior à mínima necessária. Neste caso os produtos da combustão também tendem a apresentar “não queimados”.

2.7 BIOGÁS DE ATERRO SANITÁRIO

Desde algum tempo se pesquisa a potencialidade energética e a possibilidade de utilização do gás gerado em aterros sanitários. Muitos estudos já foram realizados no sentido de aproveitamento desse gás para geração de energia elétrica, quer seja através de geração de vapor em caldeiras, quer seja através de queima em turbinas a gás, Silva et al., (1997).

Preferencialmente, o interesse maior é transformar o biogás produzido em energia térmica ou elétrica, do que eliminá-lo em queimadores, a não ser quando as vazões são muito baixas, baixa qualidade, avarias no sistema, etc.

Atualmente o gás gerado em aterros sanitários é utilizado em vários sistemas termo-mecânicos, podendo-se citar:

Motores de combustão → procedimento mais comum

- 30 a 37% de aproveitamento energético transformado em energia elétrica
- 37% se pode aproveitar como energia térmica na caldeira de recuperação para geração de vapor.

- somente em alguns casos se torna necessário o tratamento prévio do gás.

Turbinas a gás

- grande vida útil; necessidade de resfriamento; trabalha com excesso de ar .
- temperatura da câmara de combustão: 900 a 1000°C ; existe a necessidade de pré-lavagem dos gases.

Turbinas a vapor

- incineração a altas temperaturas sem produção de substâncias nocivas
- não necessita de pré tratamento.
- caldeira produz vapor a 40 bar / 450°C.
- expansão do vapor em turbina, acionando um alternador
- o vapor de baixa pressão à saída da turbina ainda pode ser aproveitado em aquecimento para outros consumidores.

Planta gás-vapor

- rendimento elétrico de até 45%
- gás com excesso de ar queima em uma câmara de combustão a alta temperatura integrada ou separada da turbina a gás.
- gás do escape se usa para geração de vapor a 60 bar e 450°C em caldeira de recuperação.
- vapor se expande em turbina, acionando um alternador. Rendimento de 30 a 35%.
- Vantagens: combustão a alta temperatura e bom rendimento.
- Desvantagem: custo elevado.

A geração do gás de aterro é conseqüente da decomposição da matéria orgânica presente em elevada porcentagem, nos resíduos sólidos urbanos, sob condições anaeróbicas, que ocorre depois que os resíduos são depositados em aterros controlados.

Os aterros sanitários inevitavelmente geram gás e atualmente qualquer método novo de exploração de aterro controlado aumenta tanto a geração como a captação do gás de aterro.

A gestão do aterro deve garantir que se cumpram as seguintes condições:

- Recobrimento diário dos resíduos depositados;
- Não ocorrência de combustão espontânea;
- Não poluição das águas superficiais nem dos lençóis freáticos;
- Eliminação do gás produzido.

As condições de anaerobiose, devidas ao recobrimento diário em um aterro, contribuem para a decomposição da matéria orgânica. Esse processo começa rapidamente: a partir de quatro a seis semanas, dependendo das características do resíduo e características ambientais, como umidade e temperatura, durando entre 15 e 20 anos.

Habitualmente, a eliminação do gás de aterro ocorre pela sua descarga à atmosfera. Em alguns casos se realiza a sua combustão em queimadores instalados no próprio aterro (Flare), mas aos poucos vem surgindo casos em que se realiza uma recuperação energética através de seu uso como combustível em caldeiras, motores ou turbinas.

A evolução do processo de produção do gás de aterro, em termos quantitativos, está relacionada a:

- Composição gravimétrica do resíduo;
- Idade do aterro;
- Espessura e tipo das camadas de recobrimento;
- Densidade aparente;
- Colocação de outros tipos de resíduo no aterro;
- Metodologia de trabalho;
- Climatologia, etc.

Dessa forma, pode-se afirmar que cada aterro é um caso particular e daí resultam enormes discrepâncias entre os diversos autores quando mostram cifras de produtividade de gás de aterro.

O gás gerado se resume basicamente em CH_4 , CO_2 e H_2S , este último, responsável pela poluição do ar perceptível pelo seu odor. O gás metano gerado é um excelente combustível, com uma queima limpa e alto poder calorífico.

Em relação ao tempo, pode-se dividir a produção de gás de aterro em cinco fases, Weeks et al, (1996):

- 1^a. fase: Decomposição aeróbica dos materiais biodegradáveis. O oxigênio atmosférico é convertido em CO₂;
- 2^a. fase: A decomposição anaeróbica se inicia à medida que o oxigênio é consumido. Aumenta a concentração de CO₂ e se produz algo de H₂. Não se produz CH₄ durante essa etapa;
- 3^a. fase: Inicia-se a produção anaeróbica de CH₄ até alcançar um máximo. A concentração de CO₂ diminui. Cessa a produção de H₂.
- 4^a. fase: Geração constante de CH₄ e CO₂ em proporções de 30 a 70% e 30 a 50% respectivamente;
- 5^a. fase: Diminuição constante da geração de CH₄ e CO₂. Regresso gradual às condições aeróbicas.

O gás de aterro é composto de vários gases que estão presentes em grandes quantidades (gases principais) e de vários gases que estão presentes em pequenas quantidades (oligogases). Os gases principais procedem da decomposição da fração orgânica dos R.S.U., incluindo-se: amônia (NH₃), dióxido de carbono (CO₂), hidrogênio (H₂), ácido sulfídrico (H₂S), metano (CH₄), nitrogênio (N₂) e oxigênio (O₂).

O metano é um gás incolor e inodoro, tende a ascender, e a menos que seja captado, escapa preferencialmente através da cobertura do aterro, em regiões onde a última camada seja suficientemente permeável. Também se produzem migrações laterais através de solos adjacentes; esses movimentos laterais do gás de aterro são maiores, tanto quanto mais permeável seja o solo em torno do aterro. O gás de aterro é capaz de migrar até distâncias de 1 *km*, e pode ser retido por trincheiras ou revestimentos dispostos para ventilar ou promover sua coleta, Held (1995).

De forma geral, é estimado que uma tonelada de R.S.U. tem capacidade para gerar gás de aterro com poder calorífico equivalente a 0,5 litros de óleo combustível, Held (1995).

Alguns obstáculos podem comprometer a real capacidade de aproveitamento do poder energético dos resíduos sólidos urbanos:

1. Somente uma pequena porcentagem dos resíduos domésticos possui coleta ordenada;
2. Existem poucos aterros com produção ativa de gás de aterro;
3. A produção dos gases está relacionada principalmente aos seguintes aspectos:
 - Quantidade de componentes orgânicos presentes (resíduos de cozinha, 40 a 50%; papel, 21%);
 - Águas pluviais infiltradas e umidade dos resíduos.

Tais elementos conduzem à formação de um gigantesco bioreator no aterro de R.S.U.

O processo de fermentação que ocorre no interior do aterro de R.S.U. apresenta duas fases distintas:

- 1) Fase aeróbia: não tem importância significativa na produção do metano (nesta fase são obtidas grandes porcentagens de dióxido de carbono e água);
- 2) Fase anaeróbia: é a fase onde ocorre a produção de gás.

A água representa um papel muito importante, pois é fundamental no processo químico da fermentação anaeróbia e na produção do gás de aterro, servindo ainda de meio de transporte para os produtos transformados no aterro; facilita a mistura entre alguns componentes solúveis e participa na transformação dos componentes orgânicos em metano e dióxido de carbono na fase anaeróbia.

As fases da produção anaeróbia se distinguem em:

- 1) Hidrólise: os componentes orgânicos se transformam em ácidos, açúcares e glicerina;
- 2) Produção de ácidos: através da desintegração dos componentes da primeira fase; produção de CO_2 e H_2 ;
- 3) Produção de metano.

As condições ideais de vida para as bactérias metanogênicas na massa de resíduos são da ordem de 40 a 50% de água e temperatura de 35°C.

A concentração de metano depende basicamente da proporção orgânica do resíduo depositado, do conteúdo de água e da temperatura do aterro.

Os fatores que influenciam a produção de gás de aterro em relação ao teórico são listados a seguir:

- 1) Zonas secas motivadas pela ausência de lixiviados
- 2) Inibição do processo metabolizador por matérias tóxicas
- 3) Caminhos preferenciais do lixiviado

De modo geral, segundo Held (1995), o aproveitamento dos gases produzidos é da ordem de 50 a 80%, considerando-se poços de coleta de gás com raio de captação de 25 metros.

Alguns valores reais conhecidos mostram uma taxa de aproveitamento de gás de aterro da ordem de 150 a 180 Nm^3/t de R.S.U., Held (1995).

A captação do gás de aterro pode ser conduzida de duas formas:

- 1) **Passiva**, onde nenhum artifício externo é utilizado para provocar a retirada dos gases;
- 2) **Ativa**: utilizando coletores horizontais ou verticais

Horizontais: tubos perfurados com determinada inclinação para evitar interrupções no fluxo de gás causadas por lixiviado. Também não devem ter ramificações ou curvas.

Verticais: vão sendo implantados conforme o aumento das camadas do aterro. Vantagem: inicia o trabalho de desgaseificação desde o início de operação do aterro.

Utilizam-se turboaspiradores numa central de extração. Cada linha deve possuir regulagem de vazão de forma a minimizar a entrada de ar atmosférico.

O gás coletado é conduzido aos separadores de condensado. O gás de aterro apresenta entre 10 a 25 g de água por Nm^3 que deve ser separado antes de sua utilização.

O gás de aterro, tal como ele é gerado, não pode ser utilizado diretamente, na maioria dos casos. Há necessidade de operações que visem torná-lo mais adequado ao consumo. Em geral, o objetivo é fornecer um produto com características semelhantes ao gás natural, contendo aproximadamente 90% de metano e, sem a presença de H_2S e outros hidrocarbonetos, Held (1995).

O gás do aterro pode ou não ser submetido a um processo de enriquecimento antes de sua utilização energética. Em princípio, ele deverá passar por um tratamento mínimo que consiste em remover a umidade e o SO_2 , pois como se sabe, este último é um componente prejudicial aos sistemas mecânicos e térmicos que estarão em contato com o gás. Quanto à umidade, esta reduz a eficiência da combustão.

Após a remoção dos componentes indesejáveis, resulta no gás de aterro, apenas os seus componentes principais, que existem em maior quantidade, o CO_2 e o CH_4 .

Segundo Silva et al. (2005), a recuperação do biogás de aterros sanitários depende tecnicamente das seguintes condições:

- PCI capaz de garantir um funcionamento estável do sistema;
- Umidade relativa inferior a correspondente ponto de saturação à temperatura de utilização, assim como ausência de partículas sólidas indesejáveis;
- Vazão de gás suficiente para o funcionamento do sistema;
- Baixo conteúdo de oxigênio por razões de segurança.

2.7.1 BIOGÁS – GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E APLICAÇÕES

Como grande exemplo de aplicação do biogás de aterro sanitário pode-se citar a Unidade de Tratamento de Efluentes (UTE) Bandeirantes, destacando-se como a maior central de biogás do mundo segundo Revista Elo (2006).

O gás bioquímico extraído do aterro Bandeirantes passa por uma planta de gás, onde é separado do chorume e succionado por quatro sopradores ou compressores (*blowers*). O fornecimento à planta de energia é de até 12 mil metros cúbicos por hora de gás com composição de 55% de metano. Os sopradores insuflam o gás nos trocadores de calor, onde a circulação de etileno-

glicol líquido realiza sua secagem e resfriamento até o ponto de condensação, quando o vapor se liquefaz. A produção excedente à demanda é queimada em dois *flares*, com capacidade para 2.500 metros cúbicos/hora cada um, a 1.200 graus centígrados.

Na planta de energia, projetada e operada pela divisão de energia da Sotreq, o gás é convertido em eletricidade por 12 grupos geradores G3516LE (*low emission*), da Caterpillar, com 925 kW de potência elétrica cada. O consumidor final da energia gerada – 170 mil megawatts/hora/ano – é o Unibanco, que com ela abastece mil agências do grupo e suas coligadas Fininvest e Blockbuster. O conceito utilizado é o da geração distribuída, ou seja: a energia gerada na planta da termoeletrica é transferida para a rede da Eletropaulo e abastece a região de Perus, na capital paulista, com cerca de 120 mil habitantes. Em contrapartida, a concessionária credita para o Unibanco o mesmo volume de fornecimento.

O gás bioquímico (BGQ) gerado pela decomposição da matéria orgânica presente nos resíduos sólidos urbanos foi tema comum nas palestras de Maciel (2006) e Silva (2006), embora com enfoques diferentes. Para o primeiro, se a finalidade é a obtenção de créditos de carbono, a queima do biogás é o melhor projeto, já que é o processo mais barato. Para o segundo, é preciso justificar o investimento na rede de captação do biogás, mas não pela promessa dos créditos de carbono. “A geração de energia é uma solução viável e requer o mesmo investimento até o *flare*, utilizado na queima controlada. Hoje, inclusive, já se estuda outro destino como o gás em si mesmo.

Segundo Maciel, o que é certificável pelo MDL (Mecanismo de Desenvolvimento Limpo) é o processo de captação do biogás, enquanto os créditos de carbono resultam do desempenho do projeto ou do volume real de extração. E aí reside o problema, na opinião de Silva, que utilizou como exemplo a UTE (usina termoeletrica) Bandeirantes, de Perus (SP).

A termoeletrica tem capacidade instalada para captar 18 mil metros cúbicos de biogás por hora. Deles, 12 mil metros cúbicos por hora são consumidos para gerar energia e atender ao contrato de fornecimento fechado com o Unibanco. Quando atingir sua capacidade plena de captura de gás, a usina terá o equivalente a um milhão de créditos de carbono ao ano. Mas as

quantidades de captura inicialmente estimadas para esse resultado acabaram sendo cerca de 50% maiores do que o efetivamente coletado, já que há diferenças no volume extraído em poços mais antigos (400 mil metros cúbicos por hora) e nos mais novos (40 a 60 mil metros cúbicos por hora), em razão das características do lixo. “Assim, projetos nessa linha devem ser muito conservadores”, avisa Silva.

Além disso, há diferenças também entre a captação de gás em aterros novos e em aterros já encerrados, já que a eficiência da coleta é diretamente afetada pela operação do aterro. Quanto mais cedo ela for iniciada, maior o volume extraído, mas a desgaseificação altera as características do aterro, permitindo que ele receba mais resíduos, como já vem ocorrendo no Bandeirantes. Essa interferência na “vida” do aterro acaba onerando o custo de execução do projeto, o que não acontece num aterro já encerrado. Para Silva, “o critério hoje é um problema de biotecnologia. Estamos estudando processos de biodegradação para ativar a coleta de gás em aterros já encerrados dando maior viabilidade econômica ao projeto”.

Ainda assim, para Maciel a tendência do mercado de créditos de carbono é de crescimento. Pelo tratado de Kyoto, a redução das emissões de gases que provocam o efeito estufa pode ser feita de três formas: por *joint implementation* (países desenvolvidos com metas para reduzir emissões), por *allowance trade* (troca de sobras dessas metas) ou pela venda de créditos de carbono por países menos desenvolvidos. O Banco Mundial (BIRD) tem US\$ 1 bilhão em fundos diversos para esses projetos e há também fundos do JBIC (Japan Bank for International Cooperation), de investidores privados e de negociadores de carbono. Atualmente, o Bird compra 16% do total de projetos no mundo, o Japão, outros 16%, e a Holanda, 10%. A previsão para 2005 é de 2,5 bilhões de euros em negociações, chegando a 3,4 bilhões de euros em 2010.

Hoje há 15 metodologias aprovadas – duas delas para biogás em aterros – e outras 60 em análise, incluindo biogás em ETE (estações de tratamento de esgoto), biofertilização e eficiência energética. Desse total, 22% ou 32 projetos são brasileiros. As 149 mil toneladas de lixo geradas ao dia no País poderiam render entre US\$ 125 e 336 milhões ao ano em créditos de carbono, pelo valor atual da tonelada (entre US\$ 5 e 8 euros). No entanto, há uma linha de corte para

os projetos, sendo preferenciais os aterros que atendam a partir de 200 mil habitantes, como o Bandeirantes e o São João, também em São Paulo (SP). Também a condição do Brasil como fornecedor de créditos de carbono não está assegurada. Maciel lembra que, como as emissões reais de gases do efeito estufa são quatro vezes maiores que as declaradas anteriormente, é possível que o Brasil receba metas a cumprir e tenha de atuar pelo sistema de *allowance trade*.

Pode-se citar ainda como aplicação do biogás de aterro sanitário como fonte energética em sistemas frigoríficos. Segundo Silva et al. (2003), uma câmara fria projetada (50 m x 90 m x 5 m) tem capacidade para armazenar 90 toneladas de carne de frango a – 18 °C por 150 dias. Nestas condições, estimou-se que o equipamento gerador de frio operará por 20 horas diárias retirando 1550 kJ/s de calor da câmara.

2.7.1.1 CRÉDITO CARBONO

Os créditos de carbono são certificados que autorizam o direito de poluir. O Protocolo de Kyoto obrigou os países industrializados e responsáveis por 80% da poluição mundial a diminuírem suas emissões de gases formadores do efeito estufa, como o monóxido de carbono, enxofre e metano em 5,2%, base 1990, entre os anos de 2008 e 2012.

O sistema criado pelo protocolo chama-se MDL – Mecanismo do Desenvolvimento Limpo. Por esse mecanismo os países ricos compram o direito de poluir, investindo em projetos que são postos em prática nos países em desenvolvimento.

Há várias empresas autorizadas pela ONU a desenvolverem projetos para redução de emissões de gases. Entre as atividades mais indicadas são a substituição de óleo diesel ou carvão mineral em caldeiras por biomassa ou biodiesel, substituição do óleo diesel de geradores por biodiesel, reflorestamento, captação do gás metano de aterros sanitários ou fazendas de suínos e a substituição total ou parcial do óleo diesel pelo biodiesel em caminhões, ônibus, tratores, locomotivas, barcos e outras atividades previstas no MDL.

As empresas poluidoras compram em bolsa ou diretamente das empresas empreendedoras as toneladas de carbono seqüestradas ou não emitidas através de

um bônus chamado Certificado de Redução de Emissões (CER). Cada tonelada de carbono está cotada entre \$ 15 e \$ 18 euros (em agosto 2006), valor que deve ir a \$30 ou \$40 euros entre 2008 e 2012, quando a economia de 5,2% torna-se obrigatória.

As quantidades de toneladas de CO₂ ou outros gases economizadas ou seqüestradas da atmosfera, são calculadas por empresas especializadas de acordo com determinações de órgãos técnicos da ONU. Por exemplo, uma tonelada de óleo diesel trocado por biodiesel gera o direito a 3,5 toneladas de créditos. Um hectare de floresta de eucalipto absorve por hectare, por ano, 12 toneladas de gás carbônico. Um grande aterro sanitário que capte o metano e o transforme em eletricidade, pode ter o direito a milhões de toneladas de créditos por ano.

2.8 GÁS NATURAL

É crescente a oferta mundial de gás natural e atualmente 108 Gm³ são queimados em flares por ano. Deve-se esperar um aproveitamento melhor do gás e a conversão direta no campo. Os produtores de gás natural encontram-se face a face com o problema de desenvolvimento de campos de produção distantes dos mercados consumidores de combustíveis.

O gás natural é tradicionalmente visto como uma fonte combustível fóssil abundante e limpa para a geração de energia térmica e elétrica. Atualmente 90 % do seu consumo global se destina ao uso combustível ou energético e apenas 10 % à produção de amônia ou metanol cujos mercados têm tamanho limitado e consumiriam apenas uma fração de todo gás natural disponível.

O uso direto como combustível ou para geração de energia elétrica exige uma infra-estrutura local de distribuição até o consumidor final, seja em redes de gasodutos ou do transporte e revaporização de GNL (Liquefação de gás natural).

A movimentação de gás natural por longas distâncias através de gasodutos de alta pressão ou na forma de GNL é consideravelmente cara e as margens de lucro do gás natural oriundo destes campos remotos é erodida por estes elevados custos de transporte.

Os processos de conversão do gás natural o transformam em commodities químicas e combustíveis facilmente transportáveis em tanques, modificando o

problema do transporte de gás em transporte de líquido e elevando o seu valor agregado. Isto remove as restrições de elevados custos de transporte e restrição de acesso aos mercados distantes, além de ser uma rota de elevação do valor agregado.

Assim, estes projetos não dependem de circunstâncias de mercado locais e podem ser baseadas em pequenas reservas de gás natural. Além disso, podem ser empregados para suplementar as taxas de produção de gás em mercados locais limitados ou para justificar um projeto de exploração onde não exista mercado próximo ou o GNL não seja viável.

O gás natural já ocupa o lugar de fonte energética abundante menos nociva ao meio ambiente da atualidade.

Se considerarmos a demanda cada dia maior por carburantes ambientalmente menos poluentes, como a gasolina e o diesel sem enxofre, e os custos de transformação tecnológica das frotas ao GNL, hidrogênio, metanol, etanol e eletricidade e, por outro lado, as necessidades crescentes de insumos químicos para suportar o desenvolvimento da indústria mundial e as restrições ambientais aos processos tradicionais de produção compreendem a importância e a potencialidade dos processos de conversão do gás em combustíveis líquidos e gasoquímicos.

Hoje, e no futuro ainda mais, muitos projetos cuja viabilidade econômica é frágil estão sendo implementados graças a internalização de custos e benefícios ambientais e sociais antes negligenciados.

Neste panorama, os processos de conversão do gás se apresentam como escolha natural, pois além de economicamente atrativos, são atividades industriais que não requerem insumos nem geram rejeitos agressivos ao meio ambiente. Verificamos assim que no século nascente o gás natural deverá desempenhar um papel fundamental na sociedade mundial, permitindo a estruturação de uma civilização tecnológica e economicamente desenvolvida, ambiental e ecologicamente sustentável, atendendo à demanda energética industrial, comercial e residencial e à demanda de insumos da moderna indústria química e de materiais, base do progresso industrial do século XX.

A lógica da destruição do meio ambiente ou do aproveitamento sem limites dos bens naturais dos modelos de produção baseados exclusivamente na

rentabilidade econômica e na otimização financeira está chegando a seu fim. O novo paradigma se apoia na tecnologia para encontrar soluções efetivamente globais e justas para o binômio Meio Ambiente – Desenvolvimento.

Este desenvolvimento sustentável tem passagem obrigatória pela transformação da matriz energética do mundo, que será bastante árdua e exigirá antes de mais nada a mobilização coordenada e a conscientização dos interessados. Cada vez mais se fortalece a percepção de que o ótimo técnico-econômico de um processo industrial é quase independente dos fatores econômicos, principalmente a longo prazo. No que diz respeito à energia, sua participação relativa em um processo otimizado é constante, dependente basicamente das tecnologias utilizadas e também independente dos fatores econômicos.

Por outro lado, a participação da energia nos custos dos processos industriais não energético-intensivos é marginal e a otimização do consumo energético dependem prioritariamente das tecnologias empregadas e não do preço da energia. Assim, as soluções industriais futuras deverão reduzir o consumo energético em 50% para os processos térmicos e em 80% para os processos de transporte de bens ou de informações. O gás natural será uma energia mais eficiente se, e somente se, as tecnologias associadas forem divulgadas, tendo suas aplicações um papel fundamental na educação industrial futura.

Ainda que não seja o estágio final ou definitivo, após algumas décadas de especulação sobre as fontes energéticas adequadas para o futuro, o gás natural surge como a melhor alternativa para realizar de forma ordenada e segura a transição da sociedade industrial atual para uma nova sociedade tecnológica e ecológica, baseada em insumos e processos ambientais e economicamente sustentáveis.

2.8.1 APLICAÇÕES

O gás natural como matéria prima ou insumo é utilizado em quatro conjuntos principais de processos: a alimentação direta (combustão e potência), a siderurgia, a produção de combustíveis sintéticos e a produção de gasoquímicos.

O enfoque de valorização do insumo gás natural é diferenciado em cada uma destas vias principais.

- A primeira via caracteriza o gás natural como um combustível para atendimento térmico direto residencial, comercial ou industrial, para geração de potência de acionamento em termoeletricas ou processos industriais e como carburante para o transporte, proporcionando a menor valorização possível.
- A segunda via, que exige menor investimento inicial, quando comparada às seguintes, e resulta em menor valorização do insumo é, por exemplo, a aplicação siderúrgica, onde o gás natural é usado como redutor siderúrgico no processamento de minérios.
- A terceira via necessita de investimento maiores e agrega mais valor ao insumo, utilizando o gás natural como matéria prima básica de processos de produção de combustíveis sintéticos como: gasolina, nafta, querosene, gasóleo, óleos lubrificantes, óleo diesel, parafina e outros.
- A quarta via, que requer investimentos de magnitude bastante elevada e valoriza o insumo gás natural de forma específica é a produção de gasoquímicos, que são à base da indústria moderna. Gasoquímica é a produção de petroquímicos a partir do gás natural que se diferencia da produção tradicional a partir de derivados do petróleo pelo insumo básico e por inúmeras vantagens, em particular a redução expressiva de impactos ambientais. Os produtos são os mesmos, eteno, propeno, buteno, polímeros (polietileno e polipropileno), matéria prima na fabricação de fibras sintéticas, borrachas sintéticas, plásticos, revestimentos, química automotiva, produtos nitrogenados, detergentes e outros.

2.8.2 COGERAÇÃO

Apesar de ganhar expressividade na última década, a cogeração (processo que permite a produção simultânea de energia elétrica e térmica, a partir de uma única fonte de combustível) não é uma tecnologia recente. Segundo os especialistas na área, o sistema de cogeração, do ponto de vista conceitual, foi criado há mais de 100 anos. “O conceito, em termos operacionais, é o mesmo de

uma termoeletrica, obviamente guardada suas devidas proporções, ou seja, gera-se energia elétrica através de um combustível, que pode ser o gás natural, diesel, bagaço de cana, etc. O calor gerado pelos motogeradores ou turbinas alimentadas por este combustível é aproveitado para gerar as utilidades térmicas (água gelada, água quente e vapor), define Guimarães em Athayde (2001), ao afirmar que este é um conceito muito aplicado no exterior e que agora no Brasil vem ganhando força, após as medidas governamentais de incentivo ao uso de gás natural, autogeração de energia e as privatizações do setor elétrico.

Para Guimarães, o sistema de cogeração é uma solução energética viável para o país e um mercado com bom potencial de crescimento: “A cogeração cresce no mundo inteiro e no Brasil não poderia ser diferente. Aqui, ao contrário dos Estados Unidos, por exemplo, ela ainda precisa ser desenvolvida. O país precisa criar uma legislação específica, regulamentar seu uso, dar apoio financeiro. No mundo todo, onde o sistema se desenvolveu houve apoio por parte dos governos. Esse incentivo de certa forma começou a amadurecer no país, a partir da privatização do setor energético, que trouxe de volta o fluxo de capital externo”.

Com a construção do gasoduto para a importação do gás da Bolívia e com a produção do gás natural pela Petrobrás na Bacia de Campos e de Santos, o uso do gás natural vem sendo incentivado pelo governo como medida de transferência de matriz energética, que hoje, é composta basicamente por hidrelétricas, cuja rede possui limite de aplicação.

Os investimentos em cogeração começam a se espalhar pelo Brasil. Foram instaladas sete obras deste tipo, a primeira em 1991, na ilha Plaza, no Rio de Janeiro. Recentemente, uma empresa assinou um contrato para a construção de uma central distrital de energia, para fornecimento de todas as utilidades (água gelada, água quente, vapor, etc.) requeridas pelo complexo de prédios comerciais e residenciais.

No esquema habitual, uma planta de cogeração consiste dos seguintes componentes: um motor alternativo ou turbina a gás como acionador; um alternador que gera energia elétrica utilizável no próprio local de geração; um sistema de recuperação de calor; um jogo de painéis elétricos e inter-conexão hidráulica com o cliente final. O que define o tipo de equipamento que tocará o

sistema se turbina ou motor, é a quantidade de energia elétrica gerada. Grandes instalações comportam turbinas e as de médio e pequeno porte, motores a gás ou motogeradores.

Como já mencionado, a energia primária, na maioria dos casos, gás natural, é transformada em energia mecânica e elétrica. Este processo oferece uma grande confiabilidade na disponibilidade de energia elétrica, pois permite a ligação em paralelo com a rede da concessionária, podendo-se assim vender excedentes de energia para a rede. A energia térmica produzida neste processo proporciona uma significativa redução de custos, já que se recupera o calor perdido dos gases de escape e da água de refrigeração dos cilindros e dos trocadores de calor para se produzir vapor, ar, água quente e refrigeração, utilizados nos processos industriais, maximizando-se assim o teor energético do combustível obtendo-se um fator de utilização da energia de até 90%.

A refrigeração é obtida através de unidades de absorção, equipamentos de baixíssima manutenção em comparação com as unidades convencionais por compressão. A figura 2.15 apresenta o ciclo de resfriamento.

“A maior parte dos sistemas de cogeração utiliza máquinas por absorção, mas não necessariamente seja exigência. Em muitas aplicações se tem uma turbina a gás (é uma fonte de calor) que recebe ar. Ao movimentar o eixo, tem-se energia elétrica. Esta energia elétrica gerada pode tocar uma centrífuga. Se a água gelada gerada passar por uma serpentina para resfriar o ar na entrada da turbina, esta terá um rendimento ainda mais alto. Isso se chama resfriamento do ar na entrada da turbina” segundo Athayde (2001).

O sistema de resfriamento evaporativo é um recurso adotado nas instalações de cogeração para se aumentar a potência das turbinas a gás. Como características as turbinas a gás apresentam uma grande redução na potência e no rendimento elétrico devido à alta temperatura ambiente e altitude. O rendimento elétrico médio de uma turbina de 3-4 MWe é de 25%.

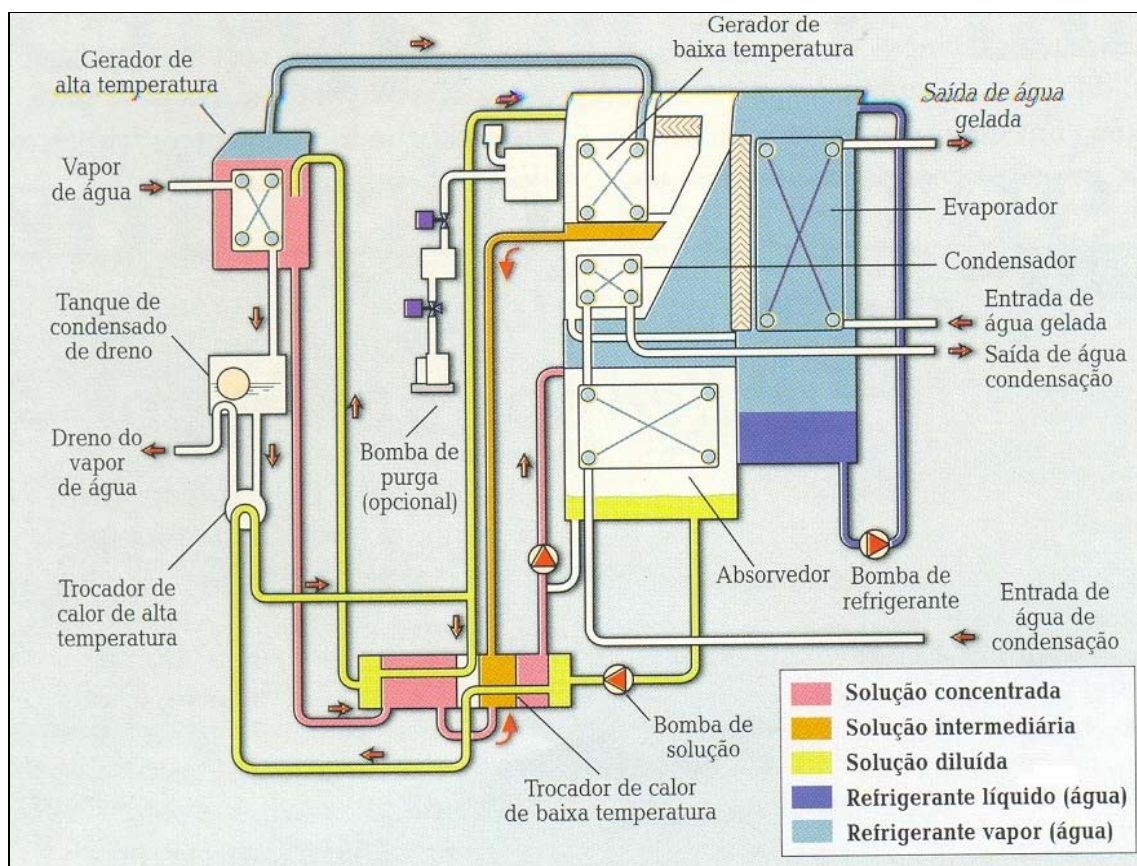


Figura 2.15 – Ciclo de resfriamento Spring Carrier – (Athayde, 2001)

3. METODOLOGIA

Neste capítulo, serão apresentados os materiais e métodos utilizados para desenvolvimento do trabalho para alcançar os objetivos propostos.

Utilizou-se para avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio – água, o software EES para proporcionar os dados termodinâmicos da solução e simular o desempenho do sistema de absorção. O software analisa o ciclo, avalia as trocas de calor, temperaturas de operação e a eficiência.

Como fonte de energia térmica em sistemas de refrigeração por absorção foram utilizados gás natural e biogás de aterro sanitário. Para determinar os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão destes combustíveis, utilizou-se o software Combust/Comin. A composição do gás natural: $\text{CH}_4 - 0,80$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,14$; $\text{N}_2 - 0,02$; $\text{CO}_2 - 0,02$; $\text{SO}_2 - 0,02$ e $\text{O}_2 - 0,00$ da literatura Barreras e Pujol, (1996), foi utilizada como dado de entrada para o programa.

A tabela 3.1 apresenta as concentrações de CO_2 e CH_4 que deverão ocorrer no período de operação do aterro, já considerando o gás tratado, sem a presença de SO_2 ou umidade, do resíduo sólido urbano do município de Rio Claro – SP segundo Braz, (2002), como composição do biogás de aterro sanitário.

Tabela 3.1 – Dados de entrada para cálculo de combustão com o programa WinComb, Braz (2002)

Fração molar de CO_2	48%
Fração molar de CH_4	52%
Excesso de ar	7%

Os cálculos da combustão foram realizados com o programa “Combust”, fornecido junto à monografia “La Combustion” Barreras, A. L., Pujol M., (1996). O programa utiliza o método da combustão completa permitindo trabalhar com queima estequiométrica ou com excesso de ar, e misturas gasosas de diversos componentes.

Determinou-se o poder calorífico do gás natural puro, biogás de aterro sanitário puro e suas misturas. Com estes dados, verificou-se a aplicabilidade em

sistemas de refrigeração comerciais. Para o estudo foi utilizado o sistema de refrigeração por absorção como apresenta a figura 3.1:

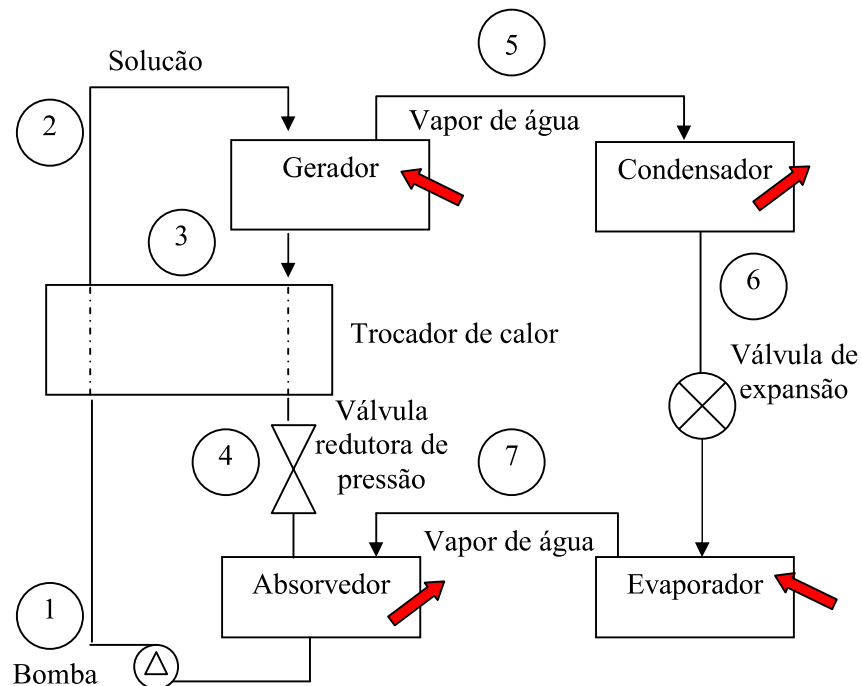


Figura 3.1 - Esquema da unidade de absorção básica com indicação dos fluxos. (Stoecker, 1985).

Para avaliação energética do ciclo de refrigeração por absorção, utilizaram-se informações de catálogos de equipamentos comerciais, principalmente dos resfriadores de líquido (chillers) da empresa chinesa BROAD (2006), conforme consta no anexo L (tabelas L.1 e L.2).

3.1 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO EES

A função básica provida pelo EES (*Engineering Equation Solver*), Klein, S.A. é a solução de um bloco de equações algébricas, podendo também resolver equações diferenciais, equações com variáveis complexas, fazer otimizações, fornecer regressões lineares e não lineares, gerar plotagens, simplificar análises indefinidas e criar animações. Existem versões desse software para todas as plataformas.

Cujas principais características são:

Existem duas importantes diferenças entre o EES e outros programas de solução de equações numéricas. Primeiro, o EES identifica e resolve as equações que devem ser solucionadas. Esta característica simplifica o processo e garante boa eficiência na solução de problemas. O software EES está provido de muitas funções matemáticas e termofísicas úteis para cálculos de engenharia. A biblioteca de funções/propriedades matemáticas e termofísicas é extensa, permitindo ao usuário inserir funções, procedimentos, subprogramas, módulos e salvá-los no arquivo da biblioteca.

O EES é útil para problemas de projeto em que os efeitos de um ou mais parâmetros necessitam ser determinados. O programa proporciona esta capacidade com tabelas paramétricas, que é similar a uma planilha eletrônica. O usuário identifica as variáveis que são independentes entrando com os valores deles em cada célula. O programa calcula os valores das variáveis dependentes na tabela que podem ser mostrados em gráficos.

Resumidamente o software oferece como vantagens:

1. largo banco de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte úteis na solução de problemas em termodinâmica, mecânica dos fluidos e transferência de calor. Esta mesma capacidade é fornecida para a maioria dos refrigerantes orgânicos, amônia, água, metano, dióxido de carbono e muitos outros fluidos. Tabelas para o ar estão também embutidas assim como funções psicrométricas.
2. amplo suporte com funções e procedimentos matemáticos e propriedades termofísicas guardadas em um banco de dados úteis para cálculos de engenharia.

Um modelo de cálculo para simular o desempenho do sistema de absorção $\text{LiBr} + \text{H}_2\text{O}$ foi desenvolvido. Para desenvolver este modelo, funções empíricas e dados conhecidos da literatura foram usados para determinação das propriedades termofísicas. O modelo permite avaliar as trocas de calor, temperaturas de operação e a eficiência do sistema. A estrutura do modelo é mostrada no diagrama de blocos da figura 3.2.

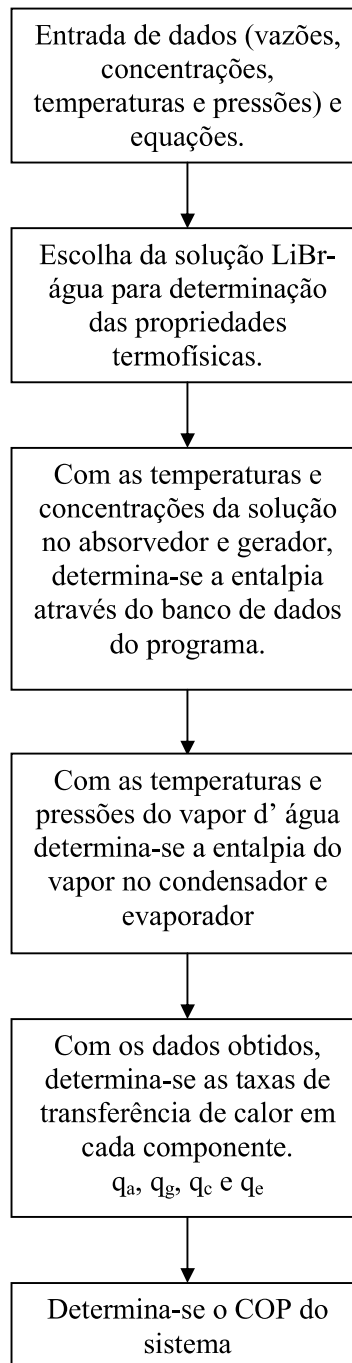


Figura 3.2 – Diagrama de blocos da simulação do sistema de absorção LiBr + H₂O através do EES

3.1.1 AS EQUAÇÕES DO BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

A simulação através do EES para o ciclo de absorção LiBr + H₂O foi realizada baseando-se em um sistema de refrigeração de simples estágio com trocador de calor, conforme mostrado na figura 3.1. A partir deste modelo foi feito o equacionamento para o balanço de massa e energia para cada componente do ciclo. Este equacionamento é básico e foi desenvolvido baseado nas ilustrações e metodologia de Pimenta et al. (2004), foi utilizado na íntegra devido à boa compreensão dos fluxos de massa e energia em cada componente do sistema. Assim o modelamento matemático foi utilizado como base para as simulações computacionais.

3.1.1.1 Gerador:

A solução de LiBr/água após ter sua pressão elevada na bomba, chega ao gerador e através da adição de calor, grande parte da água é transformada em vapor. Considera-se o vapor como sendo composto apenas por água (sem nenhum vestígio de LiBr) que então flui pela tubulação em direção ao condensador. Enquanto isso a solução concentrada de LiBr é retirada do gerador (ponto 3), conforme figura 3.3 e flui para a válvula redutora de pressão de onde retornará ao absorvedor.

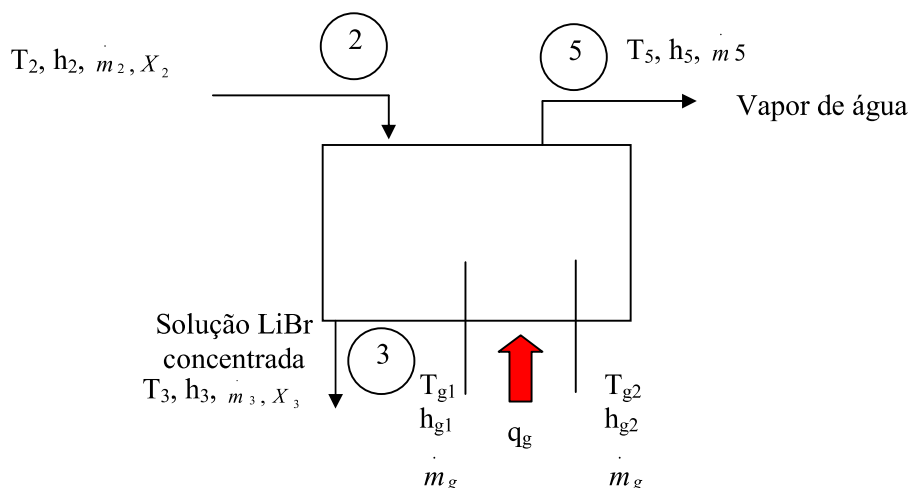


Figura 3.3– Representação esquemática do gerador

Balço de massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (3.1)$$

Balço de energia:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{q}_g = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_g h_{g1} = \dot{m}_g h_{g2} + \dot{q}_g \quad (3.3)$$

3.1.1.2 Condensador:

O condensador recebe vapor de água oriundo do gerador e a partir de um processo de retirada de calor, fornece água no estado líquido ao evaporador. O desenho esquemático do condensador é apresentado na figura 3.4.

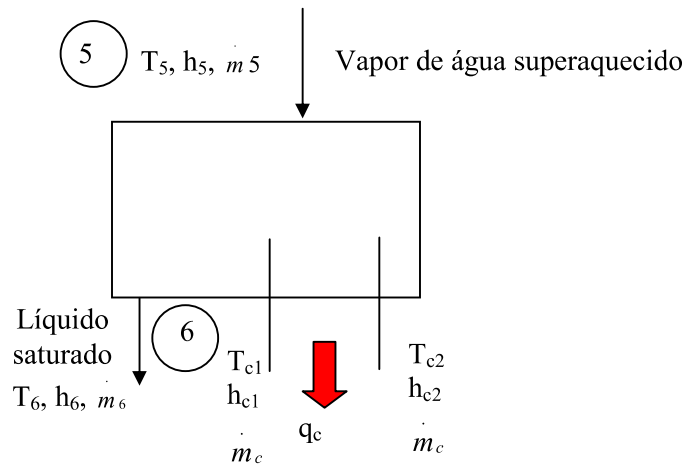


Figura 3.4 – Representação esquemática do condensador

Balço de massa:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.4)$$

Balço de energia:

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{q}_c \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_c h_{c1} + \dot{q}_c = \dot{m}_c h_{c2} \quad (3.6)$$

3.1.1.3 Evaporador:

Ao sair do dispositivo de expansão I, o refrigerante se encontra na região de saturação com baixo título de vapor, e no evaporador trocará calor à temperatura constante com o agente refrigerante saindo em direção ao absorvedor como vapor de água saturado (ponto 7), de acordo com a figura 3.5 .

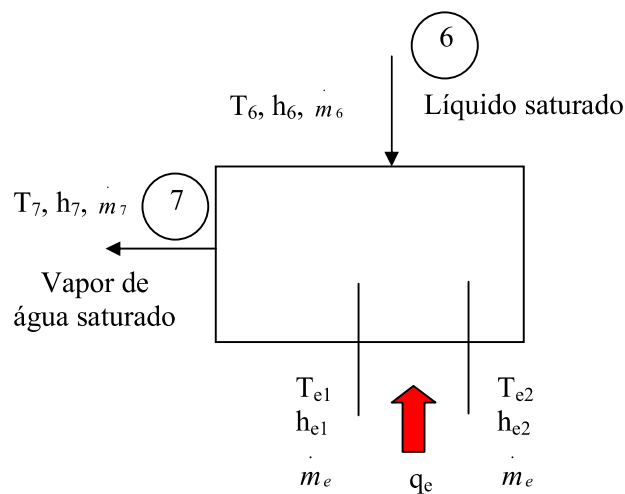


Figura 3.5 – Representação esquemática do evaporador

Balanço de massa:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (3.7)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_6 h_6 + q_e = \dot{m}_7 h_7 \quad (3.8)$$

3.1.1.4 Absorvedor:

Considerando-se o funcionamento do absorvedor dentro do ciclo, assim que o mesmo recebe vapor à baixa pressão do evaporador se dá à absorção desse em um líquido absorvente apropriado. Incorporado ao processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, processo similar ao que ocorre

Conforme pode ser observado na figura 3.7, considera-se o trocador de calor como sendo do tipo que opera em escoamento em contra-corrente;

Considerando que o trocador de calor é contra-corrente, para determinar a efetividade ε , tem-se a razão entre a taxa real de transferência de calor no trocador de calor e a taxa máxima possível de transferência de calor, para este caso já que pela própria definição da efetividade, que é adimensional, ela deve estar no intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$.

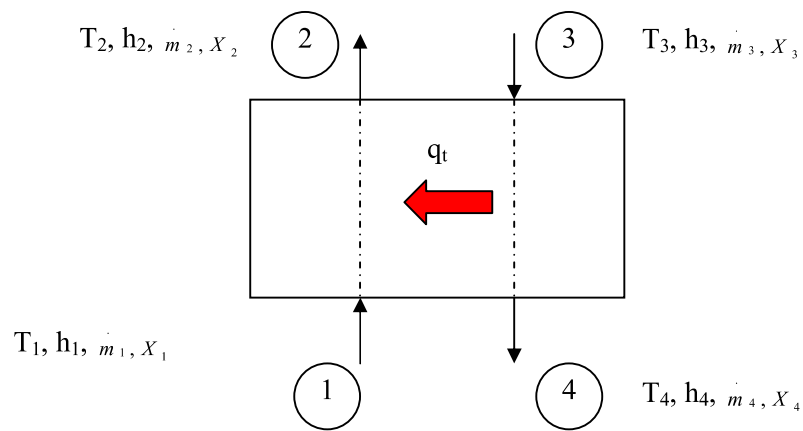


Figura 3.7 – Representação esquemática do trocador de calor

Balanço de massa:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 \quad (3.13)$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + q_t \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + q_t = \dot{m}_2 h_2 \quad (3.15)$$

A saída do trocador de calor (ponto 4) da figura 3.7 é o ponto do ciclo onde se tem a maior chance que se ocorra a cristalização da solução. Porém a entalpia mínima para que não ocorra é dada por Ashrae (1993).

$$h_{\min} = -1397 + 24X_4 \quad (3.16)$$

3.1.1.6 Dispositivos redutores de pressão e bomba:

Conforme mostrado na figura 3.1, o sistema apresenta dois dispositivos para redução de pressão. O primeiro deles recebe líquido saturado proveniente do condensador sobre uma pressão denominada P_2 e reduz a mesma para uma dada pressão P_1 . A entalpia e a temperatura do líquido se conservam (processo isoentálpico) durante a expansão, conforme apresentado na figura 3.8.

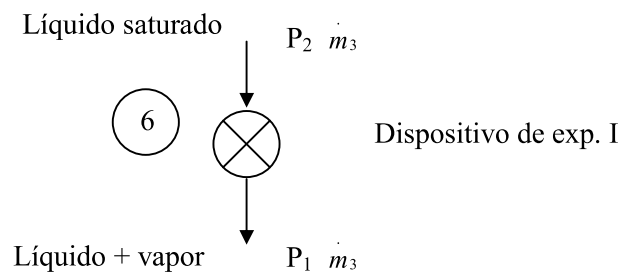


Figura 3.8 – Representação esquemática do dispositivo de expansão I

Balanco de energia:

$$h_1 = h_2 \quad (3.17)$$

O segundo dispositivo de expansão recebe solução concentrada de LiBr vinda do gerador a uma pressão P_2 e, similarmente ao primeiro dispositivo, a reduz para uma P_1 e entrega a solução ao absorvedor. Da mesma maneira, o processo no segundo dispositivo de expansão é realizado a entalpia e temperatura constantes, conforme pode ser visto na figura 3.9.

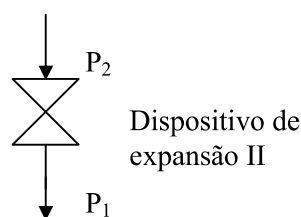


Figura 3.9 – Representação esquemática do dispositivo de expansão II

Na figura 3.10 pode-se ver que a bomba recebe a solução de LiBr do absorvedor e eleva sua pressão a entalpia e temperatura constantes.

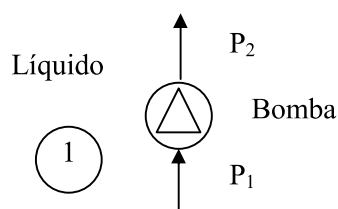


Figura 3.10 – Representação esquemática da bomba

3.2 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO COMBUST/COMIN

Estes softwares são utilizados neste trabalho para determinação dos parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão do gás natural puro, biogás de aterro sanitário puro e misturas dos dois gases em condições estequiométricas.

O Combust, Barreras e Pujol, (1996) é um programa simples, rápido e eficiente, que permite realizar o balanço de massa na reação de combustão completa de uma mescla de gases. Os possíveis componentes desta mescla são: H_2 , O_2 , N_2 , CO , CO_2 , SH_2 , SO_2 , H_2O e qualquer hidrocarboneto até no máximo 10.

Primeiramente, determina-se se o combustível é gás, sólido ou líquido conforme fluxograma apresentado na figura 3.11.

Para o combustível gasoso, entrar com os seguintes dados:

- fração molar de:

H_2 , O_2 , N_2 , CO_2 , CO , SH_2 , SO_2 e H_2O ;

- n° de hidrocarbonetos;
- n° de carbonos;
- n° de hidrogênios;
- fração molar do hidrocarboneto;
- coeficiente de excesso de ar;

O programa calcula todos os dados estequiométricos da reação.

Para combustível sólido ou líquido, entrar com os seguintes dados:

- fração mássica de:
C, H₂, S, O₂, N₂, H₂O e cinzas;
- coeficiente de excesso de ar;
- indicar o tipo de combustível (líquido ou sólido);

Obtém-se todos os dados estequiométricos da reação de combustão.

O Comin, Barreras e Pujol, (1996) é um programa que permite efetuar o balanço de massa de uma combustão de Kissel (reação de combustão incompleta cujos produtos são CO e H₂) e de uma combustão de Ostwald (reação de combustão incompleta cujo produto é unicamente CO) de uma mescla de hidrocarbonetos, de forma rápida e eficaz para obter os parâmetros característicos de uma combustão.

Determinar se a combustão é de Kissel ou se a combustão é de Ostwald conforme fluxograma apresentado na figura 3.11.

Para a combustão de Kissel entrar com os seguintes dados:

- temperatura (°C);
- n° de hidrocarbonetos;
- n° de carbonos;
- n° de hidrogênios;
- fração molar do hidrocarboneto;
- fração molar de: O₂ e CO₂

Obtém-se todos os resultados referentes à reação de combustão incompleta.

Para a combustão de Ostwald entrar com os seguintes dados:

- n° de hidrocarbonetos;
- n° de carbonos;

- nº de hidrogênios;
- fração molar do hidrocarboneto;
- fração molar de: O₂ e CO₂

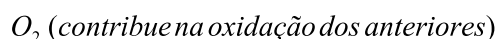
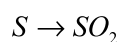
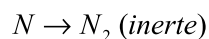
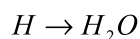
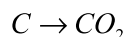
3.2.1 VANTAGENS DOS SOFTWARES

Destacam-se como vantagens dos softwares Combust/Comin, a simplicidade no manuseio, a agilidade na obtenção dos resultados, didáticos, dados de entrada necessários são prontamente identificáveis, obtenção em segundos de todos os dados estequiométricos da reação.

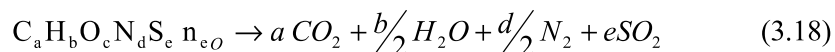
3.2.2 COMBUSTÃO ESTEQUIOMÉTRICA – BALANÇO DE REAÇÕES

Denomina-se combustão estequiométrica como o processo de combinação de todos os elementos redutores que constituem o combustível com o oxigênio estritamente necessário para resultar os produtos oxidados ao grau mais estável de oxidação em condições ambientes (25°C, 1 atm).

Os elementos que tipicamente constituem os combustíveis resultarão nos seguintes produtos:



A reação de combustão estequiométrica de um combustível de fórmula geral C_aH_bO_cN_dS_e será:



O número de átomos de oxigênio para totalizar a combustão em moles de oxigênio por mol de combustível, constitui o número estequiométrico de moles de oxigênio: n_{eO}, deduz –se da reação:

$$n_{eO} = (2a + \frac{b}{2} + 2e) - c \quad (3.19)$$

$$n_{eO_2} = \frac{n_{eO}}{2} \text{ (Para oxigênio molecular)}$$

Combustão estequiométrica com ar seco:

Quando se utiliza ar seco como comburente, o número de moles de ar estequiométrico será: o número de moles de oxigênio dividido pela fração molar de oxigênio no ar seco.

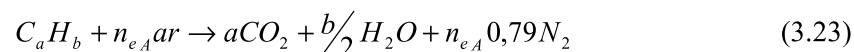
$$n_{eA} = \frac{n_{eO_2}}{0,21} \quad (3.20)$$

Para um hidrocarboneto C_aH_b :

$$n_{eO_2} = \frac{(2a + \frac{b}{2})}{2} = a + \frac{b}{4} \quad (3.21)$$

$$n_{eA} = \frac{n_{eO_2}}{0,21} = 4,762a + 1,19b \quad (3.22)$$

A equação da combustão será:



A reação estequiométrica expressa em massa de ar por kg de combustível, obtém-se multiplicando a reação molar estequiométrica pela relação de massas molares:

$$r_{eA} = n_{eA} \frac{M_A}{M_C} \left(\frac{kg}{kg} \right) \quad (3.24)$$

Dividindo pela densidade do ar em condições normais de temperatura e pressão (273K, 1 bar), obtém-se o volume de ar estequiométrico necessário para queimar um kg de combustível:

$$V_{eA} = \frac{r_{eA}}{\rho_{A,N}} \left(\frac{m^3_{A,N}}{kg_C} \right) \quad (3.25)$$

Para determinar os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão dos combustíveis utilizou-se o modelo como apresentado no diagrama de blocos da figura 3.11.

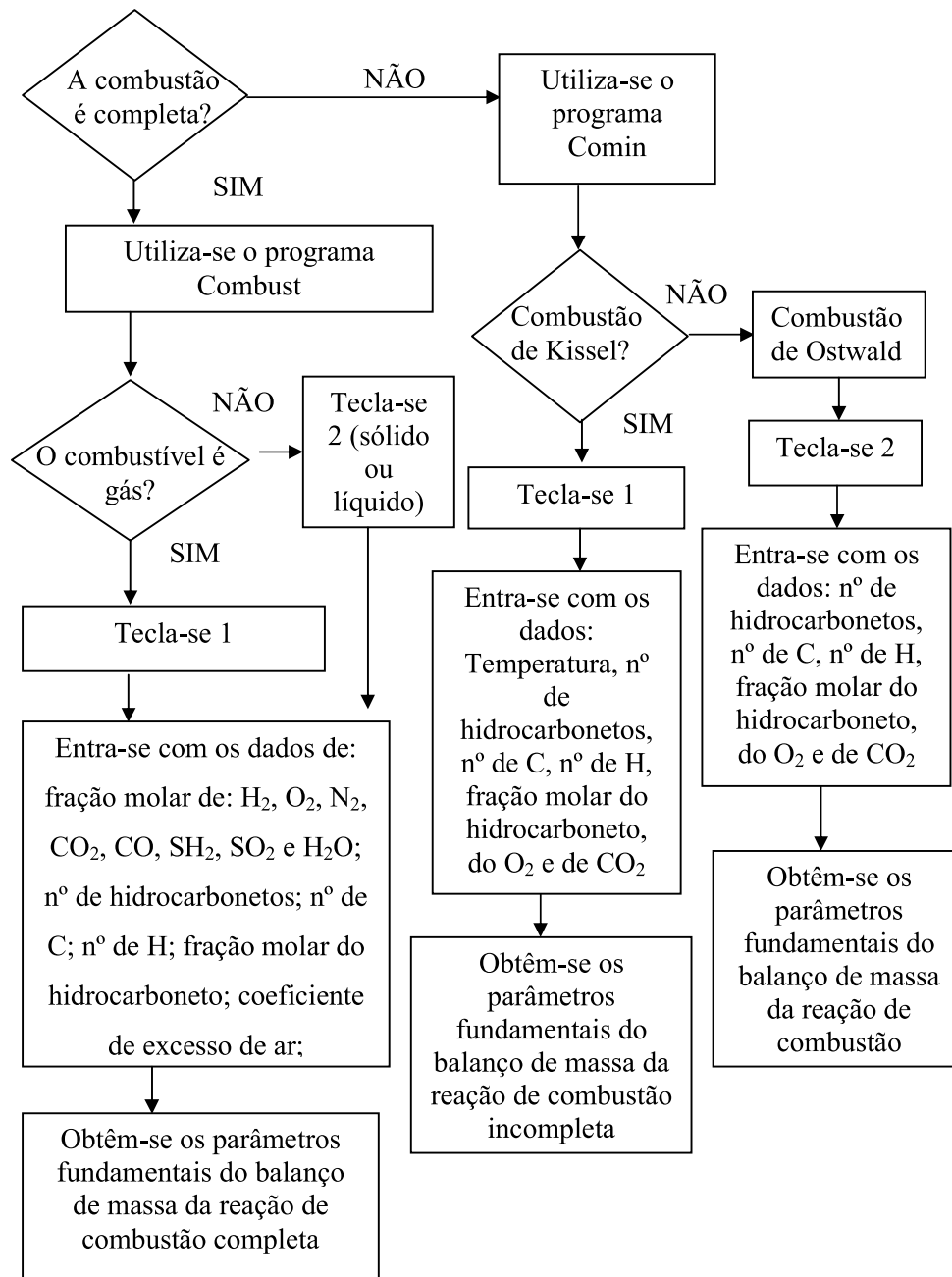


Figura 3.11 – Diagrama de blocos da simulação da reação de combustão através do Combust/Comin

4. RESULTADOS

Com a utilização do programa Combust, obtém-se os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão de acordo com a composição dos combustíveis, conforme apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros fundamentais da reação de combustão

PARÂMETROS	GÁS NATURAL PURO	BIOGÁS DE ATERRO PURO	MISTURA DOS COMBUSTÍVEIS
COMPOSIÇÃO	$\text{CH}_4 - 0,80$ $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,14$ $\text{N}_2 - 0,02$ $\text{CO}_2 - 0,02$ $\text{SO}_2 - 0,02$ $\text{O}_2 - 0,0$	$\text{CH}_4 - 0,52$ $\text{CO}_2 - 0,48$ Excesso de ar – 7%	$\text{CH}_4 - 0,688$ $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,084$ $\text{N}_2 - 0,012$ $\text{CO}_2 - 0,204$ $\text{SO}_2 - 0,012$ $\text{O}_2 - 0,0$ Excesso de ar – 7%
Relação molar dos produtos úmidos/combustível	$11,023$ $\frac{\text{kmol vapor úmido}}{\text{kmol gás}}$	$6,299$ $\frac{\text{kmol vapor úmido}}{\text{kmol gás}}$	$9,551$ $\frac{\text{kmol vapor úmido}}{\text{kmol gás}}$
Relação molar dos produtos secos/combustível	$9,003$ $\frac{\text{kmol vapor seco}}{\text{kmol gás}}$	$5,259$ $\frac{\text{kmol vapor seco}}{\text{kmol gás}}$	$7,923$ $\frac{\text{kmol vapor seco}}{\text{kmol gás}}$
PCI - poder calorífico inferior	$37,595 \frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3}$	$18,583 \frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3}$	$29,990 \frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3}$

Com o poder calorífico inferior (PCI) dos combustíveis gasosos obtidos, verificou-se a viabilidade de sua utilização em equipamentos de refrigeração por

absorção comerciais. A tabela 4.2 apresenta os resultados variando o percentual de gás natural e biogás na mistura.

A tabela 4.2 é o resultado da conversão de unidades de MJ/Nm³ para kcal/Nm³, variando o percentual de biogás na mistura de 10 em 10%.

Tabela 4.2- Poder calorífico inferior da mistura dos combustíveis

% de Biogás na Mistura	Parcela de contribuição do Biogás (kcal/Nm ³)	% de Gás Natural na Mistura	Parcela de contribuição do Gás Natural (kcal/Nm ³)	PCI da Mistura dos Gases (kcal/Nm ³)
-	-	100	8985	8985
10	444	90	8087	8531
20	888	80	7188	8077
30	1332	70	6290	7622
40	1777	60	5391	7168
50	2221	50	4493	6713
60	2665	40	3594	6259
70	3109	30	2696	5805
80	3553	20	1797	5350
90	3997	10	899	4896
100	4441	-	-	4441

Observa-se através da figura 4.1, que existe uma proporcionalidade entre a percentagem de biogás e o PCI da mistura, e ainda, que a disponibilidade energética da mistura se reduz à medida que cresce a quantidade de biogás.

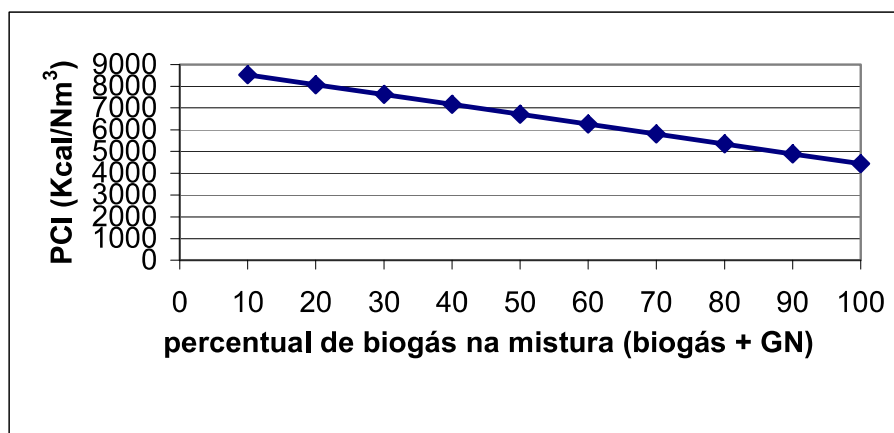


Figura 4.1 – Poder calorífico em função do percentual de biogás na mistura

A tabela 4.3 apresenta os fluxos dos combustíveis considerando o poder calorífico de acordo com o percentual da mistura para a mesma energia de gás

natural. Variando a capacidade de resfriamento de 5 a 20 TR, que equivale a 18 a 70 kW e utilizando os dados de equipamentos comerciais conforme tabela L2 (anexo), que apresenta o consumo de gás natural para capacidades de 16 a 115 kW, através de regra de três simples, determinou-se o consumo para as capacidades desejadas, que multiplicada pelo PCI do gás natural (8985 kcal/Nm³), obtém-se a energia de GN (kcal/h). Os fluxos são obtidos para a mesma energia de GN dividindo pelo respectivo PCI do combustível de acordo com o percentual na mistura conforme obtido na tabela 4.2.

Tabela 4.3 - Fluxos dos Combustíveis Gasosos

Capacidade de resfriamento (kW)	Fluxo de GN (kcal/h)	Fluxo de 100% GN (Nm ³ /h)	Fluxo de 100% Biogás (Nm ³ /h)	Fluxo da Mistura 50%GN/ 50%Biogás (Nm ³ /h)	Fluxo da Mistura 60%GN/ 40%Biogás (Nm ³ /h)	Fluxo da Mistura 70%GN/ 30%Biogás (Nm ³ /h)
18	15185	1,69	3,42	2,26	2,12	1,99
35	29471	3,28	6,64	4,39	4,11	3,87
53	44655	4,97	10,06	6,65	6,23	5,86
70	58942	6,56	13,27	8,78	8,22	7,73

Observa-se através da tabela 4.3, que à medida que aumenta a concentração de gás natural na mistura o fluxo necessário para cada capacidade de resfriamento decresce em virtude do aumento do poder calorífico da mistura.

A figura 4.2 apresenta o fluxo de gás necessário para cada capacidade de resfriamento de acordo com a variação do percentual da mistura combustível.

Constata-se através da figura 4.2, que das três misturas apresentadas para exemplificar, o fluxo da mistura 50% GN e 50% biogás é o que apresenta maiores valores, em virtude do aumento da concentração de biogás na mistura. Considerando-se biogás puro (100%), o fluxo de gás necessário é o dobro do valor que seria necessário caso o combustível fosse GN puro, já para as misturas dos combustíveis GN + biogás, observa-se diferenças menores dos fluxos para cada percentual da mistura em virtude do aumento da concentração de GN na mistura.

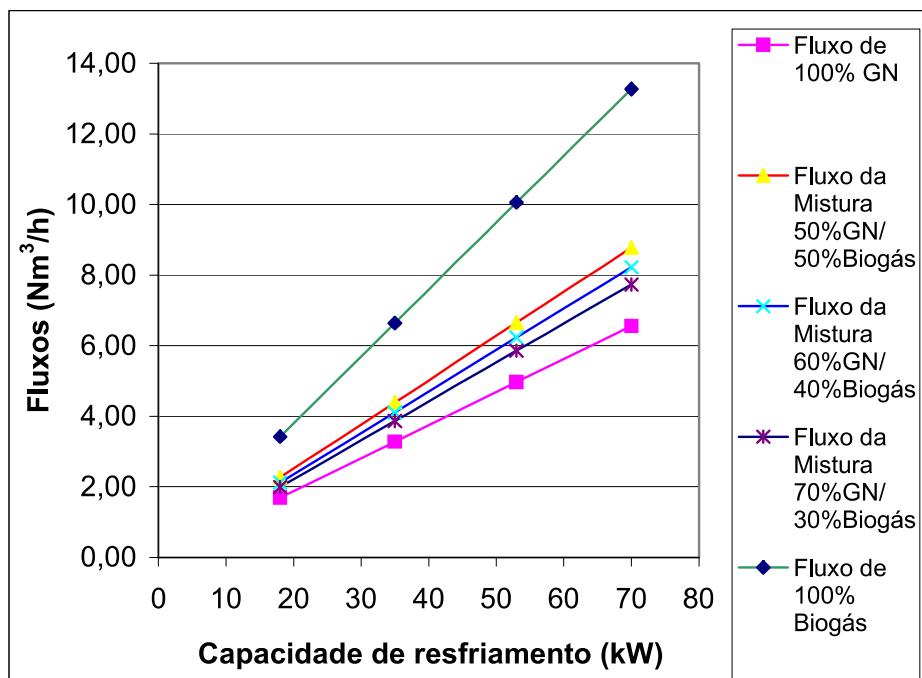


Figura 4.2 – Variação do fluxo de gás com a capacidade de resfriamento do sistema

4.1 DETERMINAÇÃO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Para simulação do sistema de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio-água, é muito importante a análise das taxas de transferência de calor em cada componente do ciclo: evaporador, condensador, absorvedor e gerador. Um dos objetivos do trabalho é justamente simular o desempenho do sistema utilizando no gerador biogás, gás natural e suas misturas e compará-los com equipamentos comerciais que utilizam combustíveis tradicionais (GN, óleo diesel, dentre outros). Portanto, utilizou-se o software EES para determinação das taxas de transferência de calor, como apresentado no esquema anexo M.

A tabela 4.4 apresenta os dados obtidos da taxa de transferência de calor no gerador (q_g) obtidos através da simulação do software EES, utilizando dados de catálogos de equipamentos de refrigeração por absorção, como temperatura, vazão e pressão em cada componente.

Para determinação dos fluxos de calor para o equipamento comercial modelo BCT do fabricante BROAD, tomado como referência, utilizou-se como

dados de entrada no programa EES, aqueles da empresa fabricante BROAD (2006), complementados com dados da literatura específica, ASHRAE (1993) e Stoecker (1985), quais sejam:

Refrigerante: água

Fluido portador: Brometo de lítio

Evaporador:

Temperatura de entrada: 14°C

Temperatura de saída: 7°C

Condensador:

Temperatura: 40°C

Pressão: 7,385 kPa

Absorvedor:

Temperatura: 50°C

Pressão: 1,70 kPa

Gerador:

Temperatura: 70°C

Pressão: 4,24 kPa

Vazão de vapor, $m_1 = 0,4$ kg/s

Tabela 4.4 – Fluxos de calor no equipamento modelo BCT obtidos com base nos dados de entrada

Qe	20,96 kW
Qc	22,19 kW
Qg	40,21 kW
COP	0,5214

Pelos resultados da tabela 4.4, tem-se um equipamento com 40 kW que comparado com os equipamentos modelo BCT da BROAD, estaria entre o BCT

23 e o BCT 70 necessitando de uma quantidade de energia no gerador de aproximadamente 34596 kcal/h.

A tabela 4.5 apresenta a vazão volumétrica necessária para a mescla de combustíveis (GN e Biogás) para a quantidade de energia calculada (Q_g) para que se obtenha a quantidade de frio no evaporador do sistema desejado. A vazão volumétrica do combustível gasoso foi determinada para cada percentual de mistura, considerando-se a energia necessária no gerador e o Poder Calorífico Inferior.

Tabela 4.5 – Vazão volumétrica dos combustíveis

% de Biogás na Mistura	% de Gás Natural na Mistura	PCI da Mistura dos Gases (kcal/Nm³)	Vazão volumétrica da mistura dos gases m³/h
-	100	8985	3,85
10	90	8531	4,06
20	80	8077	4,28
30	70	7622	4,54
40	60	7168	4,83
50	50	6713	5,15
60	40	6259	5,53
70	30	5805	5,96
80	20	5350	6,47
90	10	4896	7,07
100	-	4441	7,79

De acordo com a tabela L.2 verifica-se que o consumo de gás natural para o dado equipamento comercial (BROAD) é de 1,5 m³/h para o modelo BCT 16, isto é, equivale a uma taxa de transferência de calor no gerador de 12900 kcal/h, considerando o poder calorífico do GN de 8600 kcal/Nm³. A tabela 4.5, mostra que a variação da vazão volumétrica com 100 % de GN é de 3,85 m³/h que equivale a 34592 kcal/h, energia essa que seria obtida com 7,79 m³/h de biogás puro, sendo aproximadamente o dobro da vazão do GN.

Da tabela 4.3 apresentada anteriormente, obteve-se a quantidade de energia necessária para cada capacidade de resfriamento variando o percentual de gás natural e biogás na mistura com os respectivos poder calorífico, informações que permitiram a obtenção da tabela 4.6.

A tabela 4.6 apresenta o fluxo de calor necessário no gerador do sistema em função da capacidade de resfriamento para as várias misturas de gás natural e biogás. Claro está que para uma mesma capacidade de resfriamento, Q_g quase não varia, mas o fluxo de gás sofre significativa variação para compensar a variação no PCI.

Tabela 4.6 – Quantidade de calor necessário no gerador

Capacidade de resfriamento (kW)	Q_g (kcal/h)
18	15185
35	29471
53	44655
70	58942

A figura 4.3 mostra a demanda de fluxo energético para cada capacidade de resfriamento, utilizando GN como combustível, levando em consideração dados de equipamento comercial (BROAD) conforme apresentado na tabela L.2.

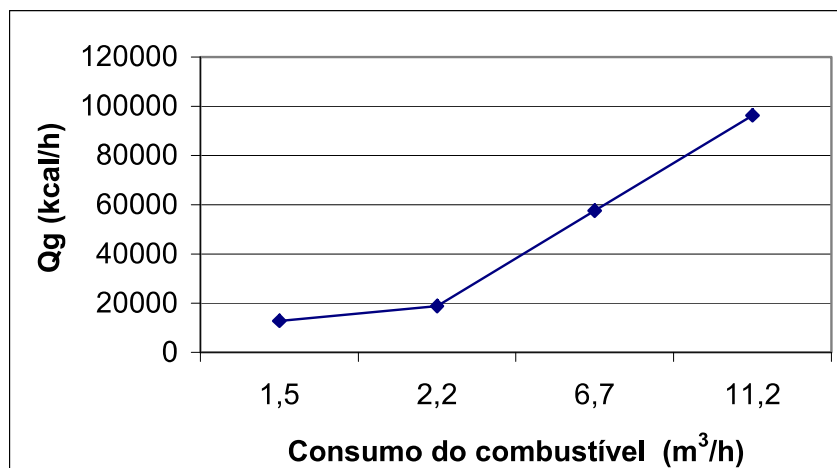


Figura 4.3 – Fluxo de calor no gerador em função da quantidade de combustível

Observa-se pela figura 4.3, que existe uma proporcionalidade entre o consumo do gás natural para cada capacidade de resfriamento e a energia necessária no gerador, como era de esperar, pois existe uma relação direta entre as variáveis.

Conforme comentado na revisão da literatura, sabe-se que:

- ✓ A taxa de aproveitamento do gás de aterro sanitário é da ordem de 150 Nm³ por tonelada de Resíduo Sólido Urbano (RSU), Held (1995), e que:
- ✓ uma pessoa gera aproximadamente 0,700 kg/dia, Cenbio (2007);

Tais informações permitem inferir que uma pessoa, através dos resíduos que gera, produz 0,105 Nm³/dia de biogás, ou 0,004375 Nm³/h. A tabela 4.7 mostra o número de pessoas que através dos resíduos gerados permitiriam a operação dos sistemas de refrigeração por absorção LiBr + Água, operando com 100% de biogás de aterro.

Com base nessa mesma metodologia, uma cidade de porte médio como Bauru-SP que possui uma população de 380.000 habitantes, e ainda considerando uma fração de captação de 60% do biogás gerado no aterro sanitário, poderia obter-se:

$$380000 \times 0,60 \times 0,004375 = 997,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Tabela 4.7 – Relação entre Capacidade de Resfriamento, Fluxo de Biogás e Número de Pessoas.

Capacidade de Resfriamento (TR)	Capacidade de Resfriamento (kW)	Fluxo de Combustível 100% biogás (Nm ³ /h)	Número de Pessoas
5	18	3,42	782
10	35	6,64	1518
15	53	10,06	2299
20	70	13,27	3033

Tal fluxo de gás permitiria a obtenção de 1458 toneladas de refrigeração (TR), quantidade significativa de frio que poderia, por exemplo, propiciar condicionamento de ar para edifícios ou entrepostos para armazenamento de frutas e verduras.

A tabela 4.8 apresenta os coeficientes de desempenho (COP) para o ciclo de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio-água com capacidade frigorífica variando entre 18 e 70 kW obtida através do programa EES conforme os dados de entrada apresentados anteriormente.

Tabela 4.8 – Coeficiente de desempenho com capacidade frigorífica variando entre 18 a 70 kW

Capacidade de resfriamento (TR)	Capacidade de resfriamento (kW)	Taxa de transf. de calor Q _g (kW)	COP
5	18	37,12	0,485
10	35	55,15	0,635
15	53	74,24	0,714
20	70	92,28	0,759

A figura 4.4 apresenta o coeficiente de desempenho para cada capacidade de resfriamento, variando de 18 a 70kW.

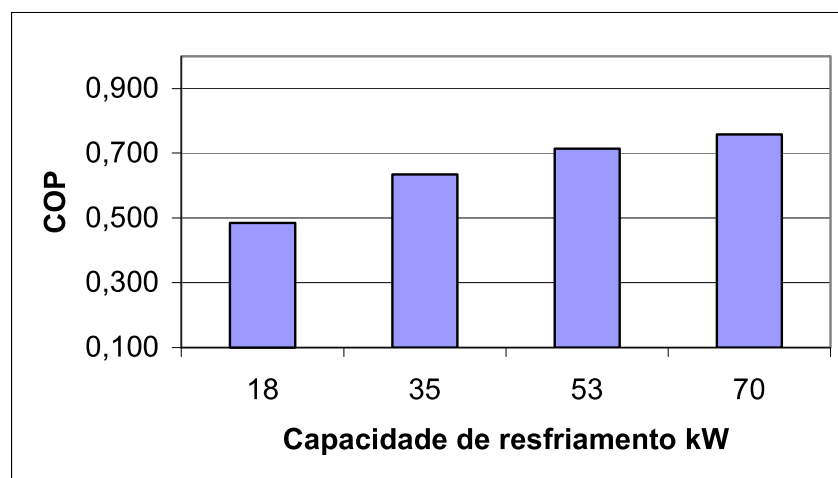


Figura 4.4 – Coeficiente de desempenho versus capacidade frigorífica

Observa-se pela figura 4.4, que existe uma proporcionalidade entre o coeficiente de desempenho (COP) e a capacidade de resfriamento, pois existe uma relação direta entre as variáveis.

5. CONCLUSÕES

✓ Este trabalho demonstra que a refrigeração por absorção pode ser utilizada em aplicações residenciais e industriais, sendo alimentada por fontes de calor até então rejeitadas para a atmosfera contribuindo assim para a economia de energia elétrica e diminuição do potencial poluidor do meio ambiente.

✓ O Software *EES* permitiu simular o desempenho do sistema proposto utilizando dados de catálogos e literatura como entrada a fim de comparar os resultados obtidos com equipamentos comerciais. O Software *Comin/Combust* proporcionou o cálculo do poder calorífico dos combustíveis: gás natural e suas misturas com biogás de aterro sanitário obtendo resultados condizentes com a literatura. Os softwares utilizados apresentaram uma metodologia de cálculo de sistemas de refrigeração por absorção com solução de brometo de lítio e água com pequenos erros.

✓ A concentração de metano no gás de aterros sanitários depende, entre outros fatores, da quantidade de matéria orgânica no resíduo depositado, fato que pode alterar o poder calorífico das misturas a serem utilizadas como combustível nos queimadores. Em média, o Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás de aterro sanitário puro é da ordem de 50% do gás natural. À medida que se aumenta a quantidade de gás natural na mistura o PCI desta aumenta, atingindo valor próximo de 30 MJ/Nm³ quando a relação é de 60% para 40%.

✓ Os resultados mostram que existe viabilidade da utilização do biogás de aterro sanitário puro e suas misturas com gás natural para acionamento de equipamentos de refrigeração (chillers) comerciais com capacidade de resfriamento variando de 5 a 20 TR, e temperatura da água na entrada de 14°C e na saída de 7°C.

✓ Levando-se em consideração que cada habitante na região de Bauru-SP gera aproximadamente 0,700 kg/dia de resíduos, estimou-se o número de pessoas necessárias (tabela 4.8) para viabilizar a operação de sistemas de refrigeração por absorção com várias capacidades, tendo como fonte de calor 100% de biogás de aterro. Ressalta-se, ainda, a tendência significativa de aumento da quantidade de resíduos gerados pelas pessoas. Aplicando-se estes dados em micro-unidades de ar condicionado comerciais BROAD (2006), que são unidades com menores capacidades de resfriamento, sistema utilizado como

base no desenvolvimento do trabalho, conclui-se a viabilidade energética do sistema utilizando no gerador biogás, gás natural e suas misturas quando comparada com equipamentos que utilizam combustíveis tradicionais (GN, óleo diesel, dentre outros).

✓ Na análise da taxa de aproveitamento do gás de aterro sanitário, constatou-se que o fluxo de gás é de aproximadamente 1000 Nm³/h, permitiria a obtenção de 1458 toneladas de refrigeração (TR), para uma cidade de porte médio como Bauru.

5.1 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

As seguintes pesquisas podem ser realizadas em continuação ao presente estudo.

✓ Construção e implementação de protótipo experimental, uma máquina de absorção com solução de brometo de lítio-água para menores capacidades de resfriamento utilizando fontes alternativas de energia;

✓ Constatar qual o melhor percentual de mistura dos combustíveis para aplicação do sistema em questão;

✓ Medição de dados como: temperatura, vazão e pressão. Através de equipamentos de medição ligados no computador pode-se ter leituras há aproximadamente 5 segundos e verificar as variações e tomar medidas corretivas para solução de problemas que poderão vir a acontecer na instalação do equipamento;

✓ Uma vez testado o protótipo experimental, construir uma unidade de absorção para grandes capacidades de resfriamento;

✓ Com base nos dados experimentais realizar um melhoramento do modelo computacional para acompanhamento do desempenho do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CITADAS

ALTHOUSE A. D.; TURNQUIST C. M.; BRACCIANO A. F. MODERN REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING. The Goodheart-Wilcox Company, INC., 1996.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERING INC. U.S.A ASHRAE Handbook Equipment, 1993.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEAT, REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING ENGINEERING INC. U.S.A ASHRAE Handbook Equipment, 1985, cap. 14.1.

ASDRUBALI, F. ; GRIGNAFFINI, S., *Experimental evaluation of the performances of a H₂O-LiBr absorption refrigerator under different service conditions*, International Journal of Refrigeration, 2004.

ATHAYDE, A., **Co-geração: Uma Solução Energética Viável**, Revista Climatização, Editora RPA, Ano 2, nº 5, pp. 22-28, janeiro de 2001.

BARRERAS, A. L. M.; PUJOL, R. O., **La Combustion**, Grupo Editorial Ceac S.A., Espanha, 1996.

BRAZ, J. A., **Aproveitamento Energético do Gás de Aterro Sanitário e sua Utilização em Sistemas de Refrigeração por Absorção**, dissertação de mestrado apresentada na UNESP – Bauru, 2002.

BROAD; disponível em: <http://www.broad.com>. Acesso em: 2006.

CARBONO BRASIL; disponível em: <http://www.carbonobrasil.com>. Acesso em: 2007

CATANHEDE, G., *La Recuperacion de Gás em los Vertederos Controlados*, Anais do Congresso ATEGRUS, Bilbao – Espanha, 1979.

CENBIO; disponível em: <http://www.cenbio.org.br>. Acesso em: 2007

EES – *Engineering Equation Solver*; disponível em: < <http://www.fchart.com>>. Acesso em: 2005. Versão: 1992-2004.

ELECTROLUX; disponível em: < <http://www.electrolux.com>>. Acesso em: 2005.

HELD, A.; CORNET, C. *Aprovechamiento Energetico de Los Gases de Vertedero*, Revista Residuos, nº 23, Ano V, Bilbao-ES, 1995.

LIU, Y.L.; WANG, R.Z., *Performance prediction of a solar / gás driving double effect LiBr-H₂O absorption system*, institute of refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 2003.

LUCAS, A. ; DONATE, M. ; MOLERO, C. ; VILLASEÑOR, J.; RODRIGUEZ, J. F., *Performance evaluation and simulation of a new absorvent for an absorption refrigeration system*, International Journal of Refrigeration, 2003.

MACIEL, F., Workshop Lixo Urbano Tendências e Soluções realizado no centro universitário SENAC - São Paulo, 19 de Abril, 2006.

MEDEIROS, M. R., **Validação Experimental de um Refrigerador Térmico Movido a Gás Natural**. Dissertação de mestrado apresentada na UFC-Fortaleza, 2003.

MOREIRA, H.B.C.; SILVA, C. L., **Potencial Energético do Biogás de Aterro Sanitário Puro e suas Misturas com Gás Natural**”, Congresso de Ciência e Tecnologia em Resíduos e Desenvolvimento Sustentável – ICTR 2006, São Pedro – SP, agosto de 2006.

MOREIRA, H.B.C.; SILVA, C. L., **Simulação de Ciclo de Refrigeração por Absorção LiBr + H₂O Utilizando Biogás de Aterro e Gás Natural**, IV CONEM – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Recife – PE, agosto de 2006.

MOREIRA, H.B.C.; SILVA, C. L., **Análise Energética do Ciclo de Refrigeração por Absorção com solução de Brometo de Lítio – Água**, V Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul – MERCOFRIO 2006, artigo R4101 da seção Refrigeração por Absorção, Centro de Eventos da FIERGS – Porto Alegre – RS, 17 a 20 de outubro de 2006.

PIMENTA, J. M. D.; SANTOS, R. O.; CARVALHO, E. N.; TEIXEIRA, R. R. , **Simulação e Projeto de uma Unidade Compacta de Absorção**, Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul – MERCOFRIO 2004, Curitiba – PR, setembro de 2004.

PORTAL REDE GÁS ENERGIA disponível em: < <http://www.gasenergia.com.br>>. Acesso em: 2003.

REVISTA ELO, disponível em: <www.revistaelo.com.br>. Acesso em: 2006.

SEGATO, L. M., **Tratamento de Líquidos Percolados por Processo de Evaporação Através do Aproveitamento de Gás de Aterros Sanitários**. Dissertação de mestrado apresentada na UNESP-Bauru, 2001.

SILVA, C.L.; BRAZ, J. A., **Gás de Aterro Sanitário como Fonte Energética de Sistemas Frigoríficos**, Iº Fórum das Universidades Públicas Paulistas de Ciência e Tecnologia em Resíduos, São Pedro – SP, maio de 2003.

SILVA, C.L.; BRAZ, J. A., **Análise Energética de Sistema de Refrigeração por Absorção Utilizando Gás de Aterro Sanitário**, I Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas Del Frio e III Congreso Español de Ciencias y Técnicas Del Frio – CYTEF 2005, Barcelona – Espanha, julho de 2005.

SILVA, C. L., **Curso de especialização: Refrigeração e Ar Condicionado Tópico: Ciclo de Refrigeração por Absorção**, Bauru, 1999.

SILVA, C. L.; GARCIA, E.V., **Tratamento Térmico de Resíduos Sólidos**, Curso de extensão, UNESP, Campus de Bauru, 1998.

SILVA, C. L.; GARCIA E. V.; CAIS J. A.; QUERALT A. R. **Gás de aterro no Aterro Sanitário de Bauru/SP – Geração e Aproveitamento**, UNESP, Bauru, 1997.

SILVA, M., Workshop Lixo Urbano Tendências e Soluções realizado no centro universitário SENAC - São Paulo, 19 de Abril, 2006.

STOECKER, J. W. Jones; **Refrigeração e Ar Condicionado**, tradução José M. Saiz Jabardo et al. – São Paulo - Mc Graw – Hill do Brasil, 1985.

TEIXEIRA, R. R., **Desenvolvimento de um Gerador Compacto para Unidades de Refrigeração por Absorção**. Relatório de Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília – UNB, 83 pp, 2004.

WEEKS, R.C.; CARRILO, J.M., *Desarrollos Recientes para la Monitorización de Gás de aterro en Vertederos de R.S.U.*, Revista Resíduos, no. 30, ano VI, 1996.

BIBLIOGRAFIAS CONSULTADAS

ASHRAE – *Fundamentals Handbook*, cap. 27 e 30, 1989

ASHRAE – *Fundamentals Handbook*, cap. 27, 1990

BERRIOS, M. R., **O lixo Domiciliar: a Produção de Resíduos Sólidos em Cidades de Porte Médio e a Organização do Espaço, o Caso de Rio Claro, SP**. Rio Claro, 175p. (Dissertação – Mestrado) – Instituto de Geociências e Ciências Exatas, USP; 1986.

BOER, D.; MEDRANO, M.; NOGUÉS, M., *Optimización exergoeconómica de un ciclo de absorción con el sistema agua-bromuro de lítio*, III Congreso Español e I Congreso Ibero-americano de Ciencias e Técnicas del Frio, 2005.

CARVALHO, A.O., *Controle de Capacidade no Sistema de Refrigeração por Absorção Utilizando o Gás Natural como Fonte de Energia*, Dissertação de mestrado apresentada à Universidade Federal da Paraíba – João Pessoa, 2003.

FIGUEREDO, G.R., *Modelo termodinámico de una máquina de absorción de doble etapa con accionamiento a dos niveles de temperatura*, III Congreso Español e I Congreso Ibero-americano de Ciencias e Técnicas del Frio, 2005.

GASNET, disponível em www.gasnet.com.br Acesso em: 2006

GROSSMAN, G.; WILK, M., *Advanced modular simulation of absorption systems*. International Journal of Refrigeration, 17 (4) 231-244, 1994.

MA, W. B.; DENG, S. M. , *Theoretical Analysis of Low-temperature Hot Source Driven Two-Stage LiBr/H₂O Absorption Refrigeration System*, International Journal of Refrigeration, vol. 19, nº 2, 1996.

MOREIRA, H. L., *Análise Termoeconômica de Sistemas de Refrigeração por Absorção com o Par Água-Brometo de lítio*. Tese de doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba – João Pessoa, 2004.

RIVAYA, A.; GUTIERREZ, J. C.; BEYEBACH, A., “*De Basura a Energia*”, Revista Resíduos, nº 23, ano V, 1995.

SCHULZ, S., *Equation of state for system ammonia-water for use with computer*, XIII International Congress Refrigeration Washington, 1972.

SILVA, C. L., “*Incineração de Resíduos Sólidos de Serviços de Saúde com proposta de Utilização de Biogás de Aterros Sanitários*”, Tese de Livre Docência, UNESP – Bauru, 1998.

TOZER, R. M.; JAMES, R.W., *Fundamental Thermodynamics of ideal absorption cycles*, International Journal of Refrigeration, vol. 20, nº 2, 1997.

TCHOBANOGLIOUS, G.; THEISEN, H. & VIGIL, A. V., *Integrated Solid Waste Management*, McGraw Hill – Interamericana de España, 1996.

VARANI, C. M. R., *Avaliação energética e exergética de uma unidade de refrigeração por absorção H₂O / LiBr utilizando gás natural*. Tese de doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba – João Pessoa, 2001.

ANEXOS

ANEXO A – EXEMPLO 1 (SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO EES)

Para o sistema de refrigeração por absorção mostrado na figura A.1, que opera com solução de brometo de lítio-água, determinar vazões, concentrações da solução, q_g (taxa de transferência de calor no gerador), q_a (taxa de transferência de calor no absorvedor), q_c (taxa de transferência de calor no condensador) e o coeficiente de desempenho do sistema:

Dados: $m_1 = 0.6 \text{ kg/s}$; $m_2 = 0,452 \text{ kg/s}$ e $m_3 = m_4 = m_5 = 0,148 \text{ kg/s}$; $x_1 = 50\%$ e $x_2 = 66,4\%$.

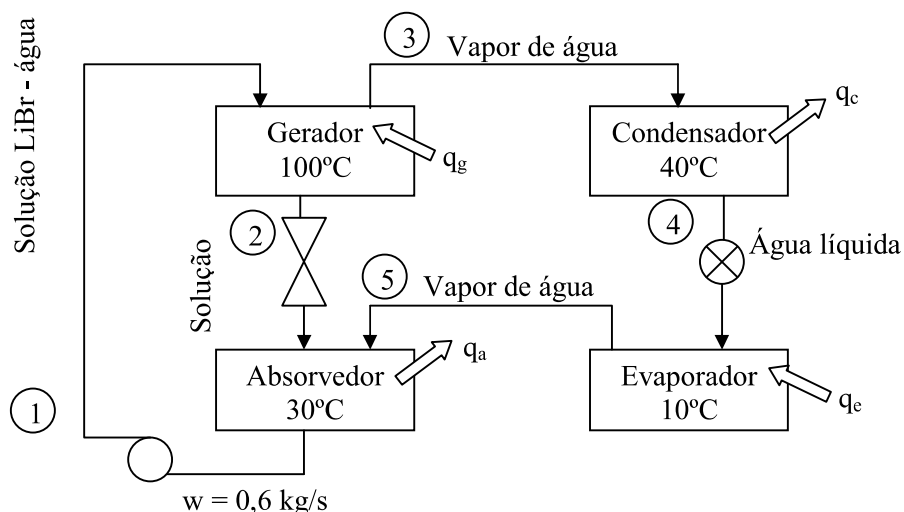


Figura A.1 – Ciclo de refrigeração por absorção. (Stoecker, 1985).

Solução:

Entrar com as equações e os dados do problema, escolher o sistema de unidades, inicialmente o EES está configurado para as unidades no S.I. (sistema internacional) com T em °C, P em kPa e a energia em kJ, sendo que pode-se utilizar o comando “convert function” para conversão das unidades.

Com as temperaturas e pressões de operação no gerador e absorvedor fornecidas, obtém-se as composições da solução brometo de lítio + H₂O nos

pontos 1 e 2, já que a composição é função de T e P. A entalpia é função de T e X, portanto como são conhecidos os valores de T e X, calcula-se a entalpia utilizando-se as propriedades termofísicas do banco de dados do programa EES para a solução brometo de lítio + H₂O. Escolhe-se a substância na lista de rotinas externas, LiBr. (no menu options / function information/external routines/LiBr).

“Absorvedor”

$$T_1 = 30^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 1,23 \text{ kPa}$$

$$X_1 = X_LIBR('SI';T_1;P_1)$$

$$h_1 = H_LIBR('SI';T_1;X_1)$$

$$m_1 = 0,6 \text{ kg/s} - \text{“ Balanço de massa ”}$$

“Gerador”

$$T_2 = 100^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 7,38 \text{ kPa}$$

$$X_2 = X_LIBR('SI';T_2;P_2)$$

$$h_2 = H_LIBR('SI';T_2;X_2)$$

$$m_2 = m_1 * \frac{X_1}{X_2} - \text{“ Balanço de LiBr ”}$$

“Vapor d’água saindo do gerador”

$$T_3 = 100^\circ\text{C}$$

$$P_3 = P_sat(\text{vapor}; T=T_3)$$

$$H_3 = \text{Entalpia}(\text{vapor}; T=T_3; P=P_3)$$

$$m_3 = m_1 - m_2$$

“Condensador”

$$T_4 = 40^\circ\text{C}$$

$$P_4 = P_sat(\text{vapor}; T=T_4)$$

$$h_4 = \text{Entalpia}(\text{vapor}; T=T_4; P=P_4)$$

$$m_4 = m_3$$

“Evaporador”

$$T_5 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_5 = P_{\text{sat}} (\text{vapor}; T=T_5)$$

$$h_5 = \text{Entalpia (vapor; } T=T_5; P=P_5)$$

$$m_5 = m_4$$

Com as equações de transferência de calor em cada componente, tem-se:

$$q_g = m_3 * h_3 + m_2 * h_2 - m_1 * h_1 \text{ (taxa de transferência de calor no gerador)}$$

$$q_c = m_3 * h_3 - m_4 * h_4 \text{ (taxa de transferência de calor no condensador)}$$

$$q_a = m_2 * h_2 + m_5 * h_5 - m_1 * h_1 \text{ (taxa de transferência de calor no absorvedor)}$$

$$q_e = m_5 * h_5 - m_4 * h_4 \text{ (taxa de transferência de calor no evaporador)}$$

Com os dados acima, calcula-se o coeficiente de performance COP:

$$\text{COP} = q_e / q_g$$

Depois de inseridas as equações, pode-se checar a conformidade do formato usando o “Check / format” no menu “Calculate” do EES.

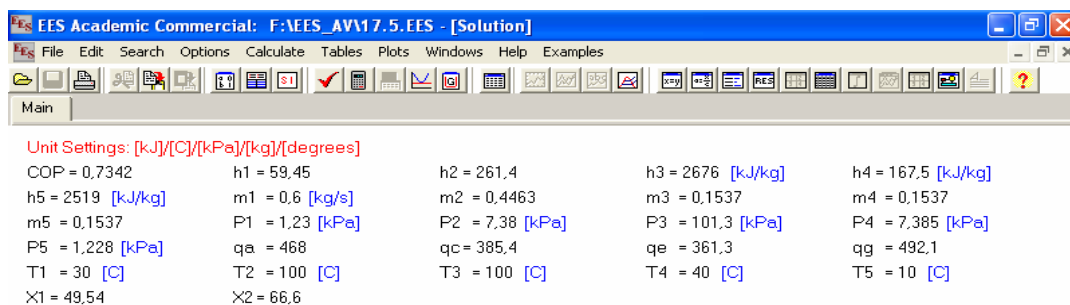
Obtêm-se os seguintes resultados:

$$q_e = 361,3 \text{ kW} \quad q_g = 492,1 \text{ kW} \quad q_a = 468 \text{ kW} \quad \text{e} \quad q_c = 385,4 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 0,7342$$

ANEXO B – TELA DOS RESULTADOS DO SOFTWARE

EES



ANEXO C – EXEMPLO 2 (SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO EES)

O ciclo de absorção simples é modificado pela inserção de um trocador de calor, como mostrado na figura abaixo, de tal forma que a temperatura no ponto 2 é de 52°C. A vazão em massa do escoamento liberado pela bomba de solução é de 0.6 kg/s. Qual é a taxa de transferência de energia em cada componente e o CDE_{abs} deste ciclo?

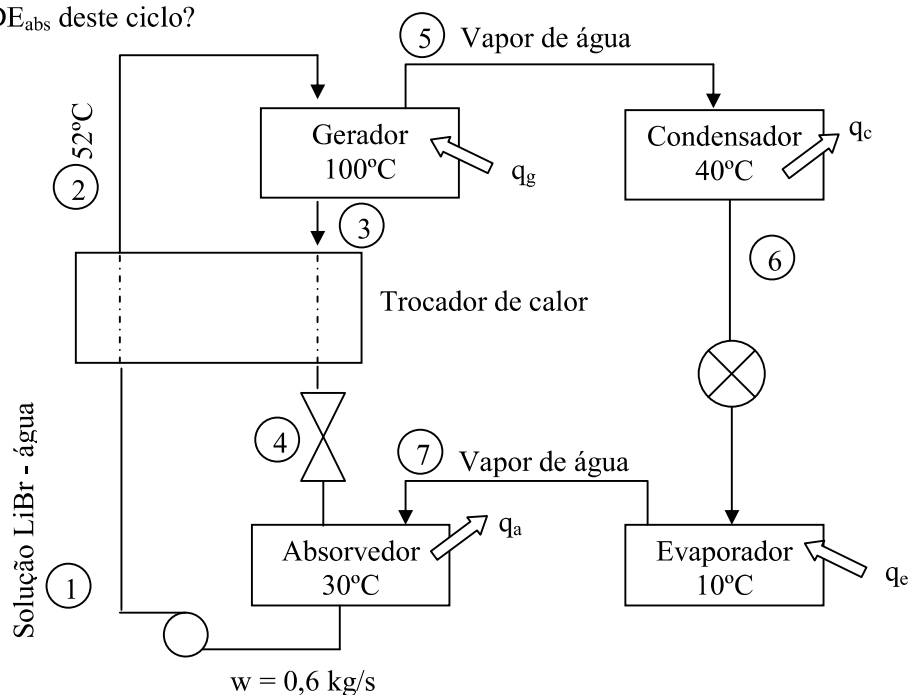


Figura C.1 – Ciclo de refrigeração por absorção com trocador de calor.

(Stoecker, 1985).

Solução:

Entra-se com os seguintes dados do problema:

$$m_1 = 0.6 \text{ kg/s} ; m_2 = 0,6 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = m_4 = 0,452 \text{ kg/s}$$

$$m_5 = m_6 = m_7 = 0,148 \text{ kg/s};$$

$$h_1 = -168 \text{ kJ/kg}; h_3 = -52 \text{ kJ/kg}; h_5 = 2676 \text{ kJ/kg}; h_6 = 167,5 \text{ kJ/kg};$$

$$h_7 = 2520 \text{ kJ/kg} \quad q_c = 371,2 \text{ kW e } q_e = 348,2 \text{ kW}$$

Com a temperatura dada no ponto 2, obtém-se a pressão de saturação nesta temperatura e calcula-se a entalpia na temperatura e pressão de saturação utilizando-se as propriedades termofísicas do banco de dados do programa, na lista de substâncias foi escolhido o fluido de trabalho, a água. (no menu options / function information)

$$T_2 = 52^\circ\text{C} \text{ (temperatura no ponto 2)}$$

$$P_{s2} = P \text{ sat (água, em } T_2)$$

$$h_2 = \text{entalpia (água, em } T_2 \text{ e } P_{s2})$$

A taxa de calor absorvido pela solução passando do absorvedor para o gerador q_{hx} é:

$$q_{hx} = m_1 * (h_2 - h_1)$$

Desde que esta mesma taxa de transferência de calor precisa ser suprida pela solução que escoa do gerador para o absorvedor,

$$q_{hx} = m_3 * (h_3 - h_4)$$

A taxa de transferência de calor no gerador:

$$q_g = m_5 * h_5 + m_3 * h_3 - m_2 * h_2$$

A taxa de transferência de calor no absorvedor:

$$q_a = m_7 * h_7 + m_4 * h_4 - m_1 * h_1$$

O coeficiente de eficácia do sistema que incorporou o trocador de calor é:

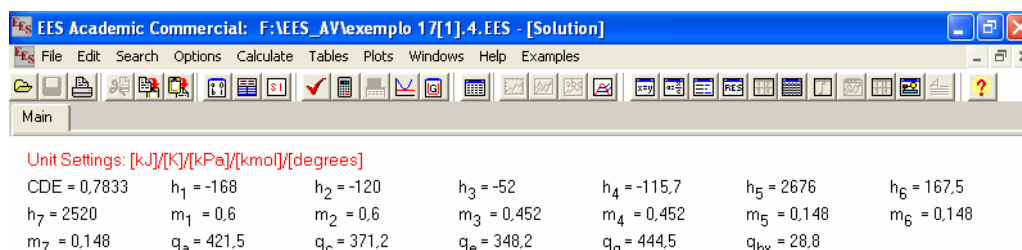
$$CDE_{abs} = q_c / q_g$$

Obtêm-se os seguintes resultados:

$$q_c = 348,2 \text{ kW} \quad q_g = 444,5 \text{ kW} \quad q_a = 421,5 \text{ kW} \quad e \quad q_c = 371,2 \text{ kW}$$

$$COP = 0,7833$$

ANEXO D – TELA DOS RESULTADOS DO SOFTWARE EES



ANEXO E – GÁS NATURAL PURO (SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO COMBUST/COMIN)

Com a composição do combustível (gás natural), utiliza-se o software Combust para determinar os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão completa do gás em condições estequiométricas.

Considere um gás combustível (gás natural) com a seguinte composição:

CH₄ – 0,80; C₂H₆ - 0,14; N₂ – 0,02; CO₂ – 0,02; SO₂ – 0,02 e O₂ – 0,00

Dados de entrada do programa:

fração molar de:

H₂, O₂, N₂, CO₂, CO, SH₂, SO₂ e H₂O;

- n° de hidrocarbonetos;
- n° de carbonos;
- n° de hidrogênios;
- fração molar do hidrocarboneto;

- coeficiente de excesso de ar;

Obtêm-se como resultados:

Massa molar do gás: 19,72 kg/Kmol

Massa molar dos produtos úmidos: 27,83 kg/Kmol

Massa molar dos produtos secos: 30,03 kg/Kmol

Relação molar oxigênio/combustível (estequiométrica) = 2,090 Kmol de oxigênio/Kmol do gás

Relação molar ar/combustível (estequiométrica) = 9,953 Kmol de ar/Kmol do gás

Relação ar/combustível em massa (estequiométrica) = 14,560 kg de ar/kg de gás

Densidade dos produtos = 1,242 kg/Nm³

Densidade real do gás = 0,685

Relação molar produtos úmidos/combustível = 11,023 Kmol vapor úmido/Kmol gás

Relação molar de produtos secos/combustível = 9,003 Kmol vapor seco/Kmol do gás

PCS seco = 41,675 MJ/Nm³ (poder calorífico superior)

PCI seco = 37,595 MJ/Nm³ (poder calorífico inferior)

ANEXO F – TELA DOS RESULTADOS DO SOFTWARE COMBUST

F:\COMBUST.EXE	
RESULTADOS	
=====	
Masa mol. gas	= 19.72 Kg/kmol
Masa mol.hum.h.	= 27.83 kg/kmol
Masa mol.hum.s.	= 30.03 kg/kmol
Densidad humos	= 1.242 kg/Nm ³
Dens. rel. gas	= 0.685
ROC (kmol) est.	= 2.090 kmol oxí./kmol gas
ROC (kmol) real	= 2.090 kmol oxí./kmol gas
RAC (kmol) est.	= 9.953 kmol aire/kmol gas
RAC (kmol) real	= 9.953 kmol aire/kmol gas
RAC (kg) est.	= 14.560 kg aire/kg gas
RAC (kg) real	= 14.560 kg aire/kg gas
RHHC (kmol)	= 11.023 kmol humos húm./kmol gas
RHHC (kg)	= 15.555 kg humos húm./kg gas
RHSC (kmol)	= 9.003 kmol humos secos/kmol gas
RHSC (kg)	= 13.712 kg humos secos/kg gas
RHHC (kg/Nm ³)	= 13.694 kg humos húm./Nm ³ gas
RHSC (kg/Nm ³)	= 12.071 kg humos sec./Nm ³ gas
PCS seco	= 41.675 MJ/Nm ³ gas
PCS húmedo	= 41.675 MJ/Nm ³ gas
PCI seco	= 37.595 MJ/Nm ³ gas
PCI húmedo	= 37.595 MJ/Nm ³ gas
COMPOSICIÓN HUMOS HÚMEDOS	
=====	
CO2	9.98 %
SO2	0.18 %
H2O	18.33 %
O2	0.00 %
N2	71.51 %
COMPOSICIÓN HUMOS SECOS	
=====	
CO2	12.22 %
SO2	0.22 %
O2	0.00 %
N2	87.56 %

ANEXO G – BIOGÁS DE ATERRO SANITÁRIO PURO (SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO COMBUST/COMIN)

Com a composição do combustível (biogás de aterro sanitário), utiliza-se o software Combust para determinar os parâmetros fundamentais do balanço de massa da reação de combustão completa do gás em condições estequiométricas.

Considere um gás combustível (biogás do aterro sanitário) com a seguinte composição: CH₄ – 0,52; CO₂ – 0,48 com 7% de excesso de ar.

Dados de entrada do programa:

fração molar de:

H₂, O₂, N₂, CO₂, CO, SH₂, SO₂ e H₂O;

- n° de hidrocarbonetos;
- n° de carbonos;
- n° de hidrogênios;
- fração molar do hidrocarboneto;

- coeficiente de excesso de ar;

Obtêm-se como resultados:

Massa molar do gás: 29,44 kg/Kmol

Massa molar dos produtos úmidos: 28,94 kg/Kmol

Massa molar dos produtos secos: 31,10 kg/Kmol

Relação molar oxigênio/combustível (estequiométrica) = 1,040 Kmol de oxigênio/Kmol do gás

Relação molar ar/combustível (estequiométrica) = 4,952 Kmol de ar/Kmol do gás

Relação ar/combustível em massa (estequiométrica) = 4,853 kg de ar/kg de gás

Densidade dos produtos = 1,292 kg/Nm³

Densidade real do gás = 1,021 kg/Nm³

Relação molar produtos úmidos/combustível = 6,299 Kmol vapor úmido/Kmol gás

Relação molar de produtos secos/combustível = 5,259 Kmol vapor seco/Kmol do gás

PCS seco = 20,684 MJ/Nm³ (poder calorífico superior)

PCI seco = 18,583 MJ/Nm³ (poder calorífico inferior)

ANEXO H – TELA DOS RESULTADOS DO SOFTWARE COMBUST

F:\COMBUST.EXE	
RESULTADOS	
Masa mol. gas	= 29.44 Kg/kmol
Masa mol.hum.h.	= 28.94 kg/kmol
Masa mol.hum.s.	= 31.10 kg/kmol
Densidad humos	= 1.292 kg/Nm ³
Dens. rel. gas	= 1.021
ROC (kmol) est.	= 1.040 kmol oxí./kmol gas
ROC (kmol) real	= 1.113 kmol oxí./kmol gas
RAC (kmol) est.	= 4.952 kmol aire/kmol gas
RAC (kmol) real	= 5.299 kmol aire/kmol gas
RAC (kg) est.	= 4.853 kg aire /kg gas
RAC (kg) real	= 5.193 kg aire/ kg gas

F:\COMBUST.EXE	
RHHC (kmol)	= 6.299 kmol humos hún./kmol gas
RHHC (kg)	= 6.191 kg humos hún./kg gas
RHSC (kmol)	= 5.259 kmol humos secos/kmol gas
RHSC (kg)	= 5.555 kg humos secos/kg gas
RHHC (kg/Nm ³)	= 8.137 kg humos hún./Nm ³ gas
RHSC (kg/Nm ³)	= 7.301 kg humos sec./Nm ³ gas
PCS seco	= 20.684 MJ/Nm ³ gas
PCS húmedo	= 20.684 MJ/Nm ³ gas
PCI seco	= 18.583 MJ/Nm ³ gas
PCI húmedo	= 18.583 MJ/Nm ³ gas

F:\COMBUST.EXE	
COMPOSICIÓN HUMOS HÚMEDOS	
CO2	15.88 %
SO2	0.00 %
H2O	16.51 %
O2	1.16 %
N2	66.46 %
COMPOSICIÓN HUMOS SECOS	
CO2	19.01 %
SO2	0.00 %
O2	1.38 %
N2	79.60 %

ANEXO I – MESCLA DOS DOIS COMBUSTÍVEIS (SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO COMBUST/COMIN)

Considerando uma relação de 60% de gás natural e 40% de biogás de aterro sanitário, tem-se a seguinte composição da mescla dos dois combustíveis.

Considere uma mescla de gases (gás natural e biogás do aterro sanitário) com a seguinte composição: CH₄ – 0,688; CO₂ – 0,204; C₂H₆ – 0,084; N₂ – 0,012 e SO₂ – 0,012 com 7% de excesso de ar.

Obtêm-se como resultados:

Massa molar do gás: 23.61 kg/Kmol

Massa molar dos produtos úmidos: 28,17 kg/Kmol

Massa molar dos produtos secos: 30,25 kg/Kmol

Relação molar oxigênio/combustível (estequiométrica) = 1,670 Kmól de oxigênio/Kmól do gás

Relação molar ar/combustível (estequiométrica) = 7,953 Kmol de ar/Kmol do gás

Relação ar/combustível em massa (estequiométrica) = 9,718 kg de ar/kg de gás

Densidade dos produtos = 1,257 kg/Nm³

Densidade real do gás = 0,819 kg/Nm³

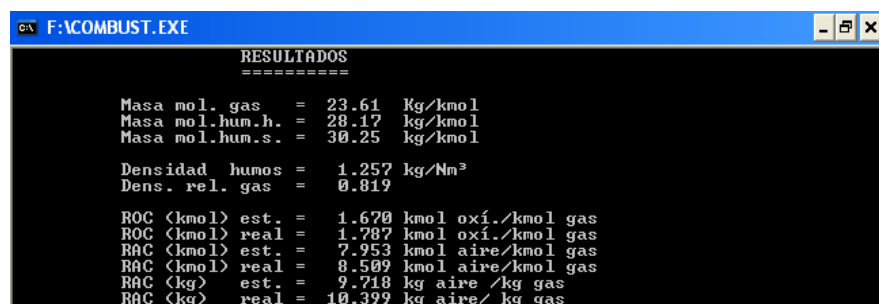
Relação molar produtos úmidos/combustível = 9,551 Kmol vapor úmido/Kmol gás

Relação molar de produtos secos/combustível = 7,923 Kmol vapor seco/Kmol do gás

PCS seco = 33.278 MJ/Nm³ (poder calorífico superior)

PCI seco = 29.990 MJ/Nm³ (poder calorífico inferior)

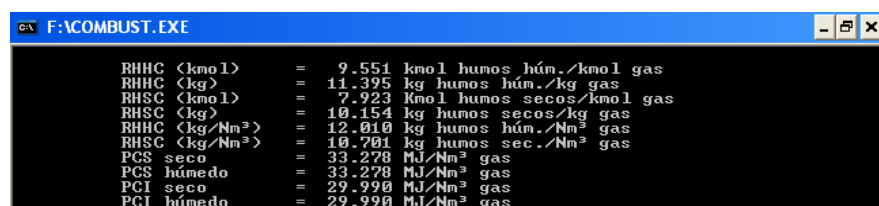
ANEXO J – TELA DOS RESULTADOS DO SOFTWARE COMBUST



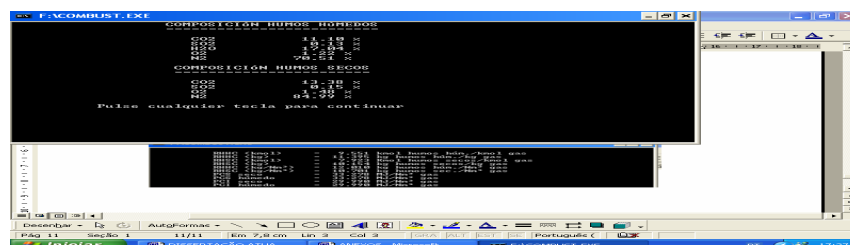
```
RESULTADOS
=====
Masa mol. gas      = 23.61  Kg/kmol
Masa mol.hum.h.    = 28.17  kg/kmol
Masa mol.hum.s.    = 30.25  kg/kmol

Densidad humos     = 1.257  kg/Nm³
Dens. rel. gas     = 0.819

ROC (kmol) est.    = 1.670  kmol oxí./kmol gas
ROC (kmol) real    = 1.787  kmol oxí./kmol gas
RAC (kmol) est.    = 7.953  kmol aire/kmol gas
RAC (kmol) real    = 8.509  kmol aire/kmol gas
RAC (kg) est.      = 9.718  kg aire/kg gas
RAC (kg) real      = 10.399 kg aire/kg gas
```



```
COMPOSICION HUMOS
=====
RHHC (kmol)       = 9.551  kmol humos hún./kmol gas
RHHC (kg)         = 11.395  kg humos hún./kg gas
RHSC (kmol)       = 7.923  kmol humos secos/kmol gas
RHSC (kg)         = 10.154  kg humos secos/kg gas
RHHC (kg/Nm³)     = 12.010  kg humos hún./Nm³ gas
RHSC (kg/Nm³)     = 10.701  kg humos sec./Nm³ gas
PCS seco          = 33.278  MJ/Nm³ gas
PCS húmedo        = 33.278  MJ/Nm³ gas
PCI seco          = 29.990  MJ/Nm³ gas
PCI húmedo        = 29.990  MJ/Nm³ gas
```



ANEXO L – INFORMAÇÕES DE CATÁLOGOS DE EQUIPAMENTOS COMERCIAIS

Tabela L.1 - Equipamentos BROAD

BROAD IX DFA (BZ) Absorção Chillers Funções: resfriamento, aquecimento e água quente (simultâneos ou isolados) Fontes de energia: gás natural, LPG, óleo diesel Capacidade de resfriamento: 174-23,260kW (50-6,614 TR)	
BROAD IX IFA Duplo estágio (BS) Absorção Chillers Função: Resfriamento Fonte de energia: 0.3-0.9MPa vapor Capacidade de resfriamento: 174-23,260kW (50-6,614 TR)	
BROAD IX IFA Simples estágio (BDS) Função: Resfriamento Fonte de energia: 0.01-0.2MPa vapor Capacidade de resfriamento: 174-23,260kW (50-6,614 TR)	
BROAD Micro Unidade de ar condicionado (BCT) Funções: resfriamento, aquecimento, água quente Fontes de energia: Gás natural, LPG, óleo diesel Capacidade de resfriamento: 16, 23, 70, 115kW (4.6, 6.6, 20, 33 TR) Ideal para residências, escritórios e edifícios pequenos.	
BROAD IX IFA Simples estágio (BDH) Chillers Absorção Função: Resfriamento	

Fontes de energia: 75-120;æ água quente Capacidade de resfriamento: 151-20,469kW (43-5,820 TR)	
BROAD IX IFA Duplo estágio (BE) Função: Resfriamento e aquecimento Fonte de energia: 400-600;æ escape Capacidade de resfriamento: 174-23,260kW (50-6,614 RT)	
BROAD IX IFA Simples estágio (BDE) Função: Resfriamento e aquecimento Fonte de energia: 230-350;æ escape Capacidade de resfriamento: 174-23,260kW (50-6,614 TR)	
Resfriamento , Aquecimento e sistema elétrico (CHP) Função: resfriamento, aquecimento, água quente, potência Fontes de energia: Escape, água quente (de turbina ou máquina) Capacidade de resfriamento: 70-11,630kW (22-3,306 TR)	

Tabela L.2 – Dados de desempenho para unidade BCT em condições normais

Modelos		BCT16	BCT23	BCT70	BCT115
Capacidade de resfriamento	kW	16	23	70	115
	HP	7	10	30	50
Capacidade de aquecimento	kW	16	23	70	115
	10 ⁴ kcal/h	1.4	2	6	10
Capacidade de água quente	kW	7.7	7.7	39	39
	10 ⁴ kcal/h	0.66	0.66	3.35	3.35
Água resfriada temp. ent./saída	°C	7/14	7/14	7/14	7/14
Água aquecida temp. ent./saída	°C	57/50	57/50	57/50	57/50
Vazão	m ³ /h	2.0	2.9	8.6	14.3
(sistema externo)	mH ₂ O	8	8	11	12
Água quente					
Temperaturas ent. / saída	°C	80/60	80/60	80/60	80/60
Vazão	m ³ /h	0.33	0.33	1.68	1.68
Consumo de combustível					
Gás natural (resfriamento)	m ³ /h	1.5	2.2	6.7	11.2
óleo diesel(resfriamento)	kg/h	1.24	1.82	5.54	9.26
Gás natural (aquecimento)	m ³ /h	1.8	2.6	7.8	13.0
óleo diesel(aquecimento)	kg/h	1.49	2.15	6.45	10.75
Gás natural (água quente)	m ³ /h	0.9	0.9	4.3	4.3
Óleo diesel (água quente)	kg/h	4.14			
Resfriamento	kW	1.00	1.45	3.95	5.78
Aquecimento	kW	0.40	0.68	1.70	2.34
Água quente	kW	0.14	0.14	0.50	0.50
Água gelada	m ³ /h	0.04	0.06	0.18	0.30
Ruído	dB(A)	62	63	65	65
Peso	kg	420	510	1550	2340
Água gelada/quente	L	7	10	32	48

Observações:

1. O consumo de gás natural é calculado usando um valor de aquecimento de 8600kcal/Nm³. Óleo diesel é calculado usando um valor de 10400kcal/kg (Diesel não pode ser usado com BCT16, BCT23).
2. Condições normais adotadas: temperatura - 36°C, umidade relativa - 50%.
3. Limite de pressão para água aquecida/gelada: 40m H₂O (0.4MPa).
4. Menor temperatura de saída para água gelada: 5°C. Maior temperatura de saída para água quente: 90°C.

ANEXO M – ESQUEMA PARA CÁLCULO NO EES

"Evaporador"

T5 = 4 [C]
P5 = P_sat (steam; T=T5)
h5 = enthalpy (steam; T=T5; P=P5)
m5 = m4
qe = m5 * h5 - m4 * h4

"Condensador"

T4 = 40 [C]
P4 = P_sat (steam_iapws; T=T4)
h4 = enthalpy (steam; T=T4; P=P4)
m4 = m3
qc = m3 * h3 - m4 * h4

"Calcular qc"

"Vapor d'água saindo do gerador"

T3 = 85 [C]
P3 = P_sat (steam; T=T3)
h3 = enthalpy (steam; T=T3; P=P3)
m3 = m1 - m2
m1 = 0,4 [kg/s]

"Calcular m2"

"Absorvedor"

Tref1 = 50 [C]
P1 = 1,70 [kPa]
X1 = X_LIBR('SI'; Tref1; P1)
h1 = H_LIBR('SI'; Tref1; X1)
qa = m2 * h2 + m5 * h5 - m1 * h1

"Gerador"

Tref2 = 70 [C]
P2 = 4,24 [kPa]
X2 = X_LIBR('SI'; Tref2; P2)
h2 = H_LIBR('SI'; Tref2; X2)
qg = m3 * h3 + m2 * h2 - m1 * h1

"Calcular o coeficiente de performance do sistema"

COP = qe / qg