

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

22

**MODELAGEM DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA**

Samuel Alexandre de Oliveira Rodrigues

**São Paulo
2005**

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA**

**Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia**

Samuel Alexandre de Oliveira Rodrigues

Orientador: José Roberto Simões Moreira

**Área de concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2005**

TF-05
R618m

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011814

FICHA CATALOGRÁFICA

Rodrigues, Samuel Alexandre de Oliveira
Modelagem de um ciclo de refrigeração por absorção de
amônia / S.A. de O. Rodrigues. — São Paulo, 2005.
47 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Refrigeração (Modelagem computacional)

2. Termodinâmica

I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Este trabalho se propõe a modelar um ciclo de refrigeração por absorção de amônia. O cenário energético demanda soluções mais baratas e de menor impacto ambiental, e este ciclo, por poder usar como fonte de energia rejeitos de outros processos na forma de calor, surge como uma interessante alternativa aos ciclos por compressão mecânica de vapor. A modelagem foi feita em um programa compatível com o *software* EES (*Engineering Equation Solver*), e num primeiro momento foram equacionados os principais componentes do ciclo isoladamente, então analisados os efeitos das variações das propriedades do fluido na operação do dispositivo. Os resultados obtidos mostraram-se coerentes com o esperado, e de posse destas relações, partiu-se-á para a modelagem do ciclo completo e a comparação dos resultados obtidos com as características de operação de ciclos reais, obtidas de catálogos de fabricantes.

ABSTRACT

In this it was modeled an ammonia absorption refrigeration cycle. The energetic scenario demands cheaper and more environmental-friendly solutions, and that cycle, since it may use the heat rejected from other processes as its power source, presents itself as an interesting alternative to the mechanical vapor-compression systems. Modeling was developed using the EES (Engineering Equation Solver) software, and as a first approach, the main cycle components were individually modeled, then the effects of variations of fluid properties operational conditions were analyzed. The achieved results proved themselves to be coherent with the expected, giving confidence to the modeling of the complete cycle. The comparison proceeded by obtaining manufacturing data to be compared with.

ÍNDICE

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1 Propriedades de misturas binárias	6
2.2 O ciclo de refrigeração por absorção	8
3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	13
4 MATERIAIS E MÉTODOS	14
5 MODELAGEM	16
5.1 Absorvedor	17
5.2 Bomba	18
5.3 Trocadores de calor	19
5.4 Retificador	20
5.5 Gerador	21
5.6 Condensador	22
5.7 Evaporador	23
5.8 Válvulas de expansão	24
5.9 Igualdades do ciclo	25
6 RESULTADOS	30
7 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	40
8 DISCUSSÃO	43
9 CONCLUSÃO	45
10 REFERÊNCIAS	46
11 ANEXOS	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 Resultados da simulação

Tabela 6.2 Estados termodinâmicos e vazões

Tabela 7.1 Resultados da modelagem do *chiller* Cooltec5

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Unidade de refrigeração por absorção de amônia acionada por vapor, da YORK

Figura 1.2 Unidade de refrigeração por absorção de fogo direto, da Robur

Figura 2.1 Evaporação de uma mistura bifásica em diagrama temperatura x composição

Figura 2.2 Esquema de um ciclo de refrigeração por absorção

Figura 2.3 Esquema do gerador e retificador

Figura 4.1 Tela do *software* EES

Figura 5.1 Esquema do ciclo modelado

Figura 5.2 Representação do absorvedor

Figura 5.3 Representação da bomba

Figura 5.4 Representação de um trocador de calor

Figura 5.5 Representação do retificador

Figura 5.6 Representação do gerador

Figura 5.7 Representação do condensador

Figura 5.8 Representação do evaporador

Figura 5.9 Representação de uma válvula de expansão

Figura 6.1 Representação no diagrama T-x do processo ocorrido no evaporador

Figura 6.2 Representação no diagrama h-x do processo ocorrido no evaporador

Figura 6.3 Representação no diagrama T-x dos processos ocorridos no absorvedor

Figura 6.4 Representação no diagrama h-x dos processos ocorridos no absorvedor

Figura 6.5 Representação no diagrama T-x das entradas e saídas no gerador

Figura 6.6 Representação no diagrama h-x das entradas e saídas no gerador

Figura 6.7 Representação no diagrama T-x dos processos ocorridos no retificador

Figura 6.8 Representação no diagrama h-x dos processos ocorridos no retificador

Figura 6.9 Representação no diagrama T-x do processo ocorrido no condensador

Figura 6.10 Representação no diagrama h-x do processo ocorrido no condensador

Figura 6.11 Efeito da variação da temperatura de evaporação no COP

Figura 6.12 Efeito da variação da temperatura de condensação no COP

Figura 6.13 Efeito da efetividade dos trocadores de calor no COP

Figura 7.1 *Chiller* de absorção Cooltec5, da Cooling Technologies

1 INTRODUÇÃO

O ciclo de refrigeração por absorção foi patenteado na segunda metade do século XIX e sua primeira utilização data da mesma época. Sua principal característica é a não utilização de um compressor mecânico, podendo-se dizer que este é um ciclo que gera “frio” através de calor.

O uso de combustíveis fósseis na geração do calor necessário ao funcionamento do processo se tornou um problema com a crise do petróleo na década de 70, o que juntamente com a baixa eficiência dos ciclos de então reduziu a utilização desta solução a aplicações específicas, como em situações em que há a necessidade de se evitar ruídos, uma vez que, por não trazer um compressor, este sistema é mais silencioso quando comparado com os ciclos por compressão de vapor. Entretanto, no atual cenário tecnológico e energético o ciclo de refrigeração por absorção ganha maior relevância como uma valiosa ferramenta na busca pelo aumento do rendimento de plantas industriais, através da sua aplicação em sistemas de co-geração. A Fig. 1.1 mostra a fotografia de um ciclo de absorção de grande capacidade.

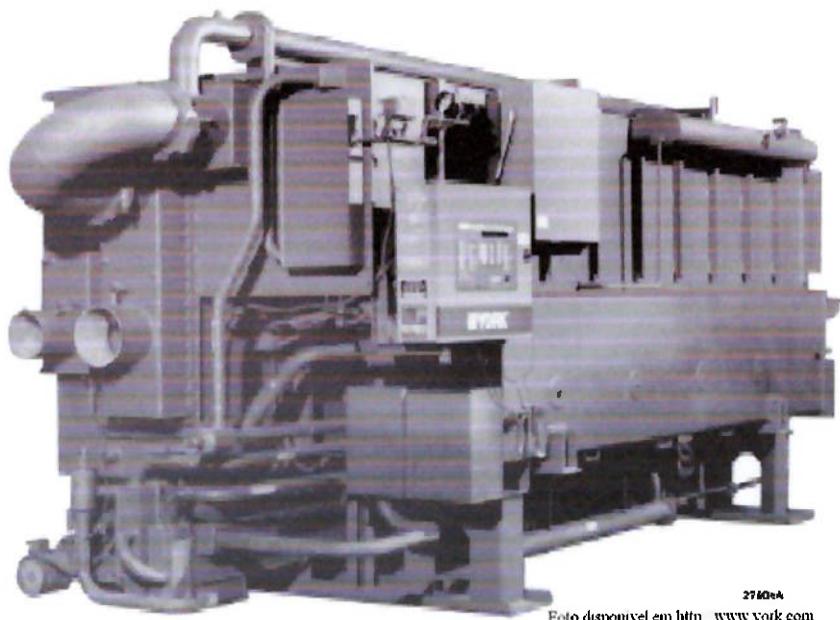


Figura 1.1 Unidade de refrigeração por absorção de amônia acionada por vapor da YORK

A sua aplicação a este tipo de planta é muitas vezes interessante porque este ciclo se utiliza de calor como fonte de energia principal, que é mais barata do que energia nas formas de combustível, trabalho ou elétrica, e, no caso destas plantas, o calor é um rejeito do processo, sendo que sua eliminação, além de dispendiosa, representa um desperdício.

Ciclos de baixa capacidade, operando por queima direta de gás, podem ser aplicados para uso comercial leve ou residencial e têm sido beneficiados pelos avanços tecnológicos que dobraram sua eficiência nas últimas quatro décadas. No atual cenário energético esta tecnologia tem sido vista com ânimo e vê-se uma tendência a trazer esta tecnologia de volta definitivamente ao mercado. A Fig. 1.2 ilustra um equipamento de pequena capacidade (5 TR).



Figura 1.2 Unidade de refrigeração por absorção de fogo direto da Robur

Embora o uso de amônia como refrigerante possa ser visto em um primeiro momento com receio, devido à sua periculosidade, devem-se ressaltar suas vantagens, como um calor de vaporização 2,5 vezes maior que a de fluorcarbonos e o fato da mesma ser inofensiva à camada de ozônio. Em caso de vazamento, a amônia é facilmente removida da atmosfera através da chuva e não causa degradação ambiental. Ela apenas se torna perigosa no caso de vazamento em grandes quantidades ou em ambientes fechados, sendo por isso os aparelhos que usam este refrigerante alocados externamente. Em unidades domésticas, com capacidades entre 5 e 8 TR, a quantidade de amônia utilizada é pequena, de modo que mesmo se liberada de uma vez seria rapidamente dispersa.

Comparando com os ciclos por compressão mecânica de vapor, podem se contar algumas vantagens em favor dos ciclos por absorção, como o baixo número de peças móveis, o que contribuem para uma longa vida útil (há unidades da década de 60 ainda em operação), a possibilidade do uso de rede elétrica monofásica, mesmo para capacidades da ordem de 5 TR, e um baixo consumo de eletricidade, usado para bombas e ventiladores, liberando energia elétrica para outros usos.

Em relação aos sistemas de absorção de brometo de lítio, é interessante observar que a amônia é um refrigerante que atua a alta pressão, podendo ser refrigerada diretamente por ar em uma serpentina compacta. Também não há sal nestes sistemas, eliminando a possibilidade de cristalização, e a operação se dá a pressões positivas, o que torna os componentes mais compactos e elimina a necessidade de sistemas de purga de ar.

Estes sistemas, entretanto, possuem custo inicial mais elevado, o que pede um cuidadoso estudo de sua viabilidade antes de ser instalado. Dependendo do custo da energia elétrica e regime de uso e vida útil da instalação, a refrigeração por absorção de amônia pode trazer grandes economias.

A tecnologia de absorção de amônia sofre de uma baixa disponibilidade de literatura contemplando detalhadamente seus princípios de funcionamento. Isto se deve, em parte, à multidisciplinaridade envolvida em seu estudo, desenvolvido em departamentos de Física, Química ou, no caso deste trabalho, de Engenharia Mecânica. Por outro lado, a extensa gama de fenômenos envolvidos no funcionamento de um ciclo de refrigeração por absorção abre um grande campo para estudos e inovações. Além disso, sua pequena penetração no mercado faz com que muitas vezes profissionais da área de conforto térmico e refrigeração não tenham familiaridade com os ciclos usando água-amônia, preferindo aplicar soluções mais conhecidas sem mesmo analisar a viabilidade destes.

Seja visando ao aumento do rendimento de plantas energéticas, economia de energia, fator cada vez mais decisivo em projetos, confiabilidade ou pela preocupação com o meio ambiente, este trabalho se presta a modelar um ciclo de

refrigeração por absorção de amônia com auxílio do *software* EES (*Engineering Equation Solver*), reconhecido pela sua capacidade de lidar com problemas de Termodinâmica, partindo da bibliografia corrente. Este modelo poderá então ser usado no projeto de um sistema através da determinação de parâmetros de interesse a partir de condições dadas. A duração prevista para este trabalho é de oito meses, durante os quais primeiramente será feita a modelagem individual dos componentes do ciclo e então, numa etapa posterior, de todo o conjunto, quando então será comparada com parâmetros de aparelhos em funcionamento.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Tão importantes quanto uma sólida base teórica são exemplos de aplicação que, através de tecnologias mais recentes que os livros que as enunciam, dão nova dimensão ao uso dos ciclos de absorção. Por isto, além de livros consagrados na área, como Stoecker (1985), serão utilizados catálogos de fabricantes destes equipamentos, que muitas vezes trazem explicações sobre o processo de funcionamento, além de condições de operação e especificações técnicas.

Stoecker (1985) traz uma excelente explicação sobre os ciclos de absorção, tornando-se o ponto de partida para este estudo. Entretanto sua abordagem é essencialmente focada nos ciclos que utilizam brometo de lítio como refrigerante, o que foge do escopo deste trabalho.

Threlkeld (1998) aborda com mais profundidade os ciclos operando amônia, apresentando exemplos que serão utilizados para a modelagem no EES. Também se encontra neste livro uma explicação bastante abrangente sobre misturas binárias, a base sobre a qual se sustenta um ciclo por absorção. Sob este tópico também se encontram exemplos, de grande valor para a compreensão dos fenômenos envolvidos no ciclo.

Klein (1996) é provavelmente um dos livros que mais se dedicam aos ciclos por absorção, particularmente os movidos a amônia. O livro é bastante didático e possui diversos exemplos. Por ser também o mais recente desta bibliografia, traz considerações sobre modelagem citando inclusive o *software* EES, tornando-o a mais valiosa referência para este trabalho.

Dentre os fabricantes consultados destacam-se a Robur, York, Cooling Technologies e Carrier, sendo que as duas primeiras possuem, em suas páginas na internet, catálogos ricos em informações teóricas sobre ciclos de absorção. Estes catálogos apresentam explicações simples, porém são muito interessantes para uma maior compreensão dos fenômenos envolvidos, em uma etapa inicial do estudo.

2.1 Propriedades de misturas binárias

Para se fazer os balanços de massa e energia nos pontos de interesse do ciclo é necessário conhecer as propriedades do fluido, entretanto uma mistura geralmente assume comportamento diferente da substância pura, que é o que acontece no caso da mistura água-amônia. Faz-se necessário, então, o estudo do comportamento das misturas bifásicas, a fim de se obter os dados necessários à modelagem e posterior dimensionamento do ciclo.

A mistura água-amônia é homogênea, o que significa que suas propriedades, como temperatura, pressão ou densidade, são uniformes no volume. Entretanto, diferentemente de uma substância pura, o estado termodinâmico de uma mistura não pode ser determinado apenas por duas propriedades termodinâmicas, fazendo-se necessária uma terceira, enquanto que uma nova propriedade, a concentração (usualmente referida como x), é introduzida. Misturas homogêneas para qualquer valor arbitrário de concentração são chamadas miscíveis, e tal condição é necessária para que uma mistura possa ser utilizada em um ciclo por absorção.

Dois fenômenos importantes que se dão quando da mistura de dois líquidos são as alterações de temperatura e volume dos constituintes. O volume e a entalpia de uma mistura dos elementos A e B, com x sendo definido como a razão entre a massa de A e a massa da mistura é:

$$v = xv_A + (1 - x)v_B \quad 2.1$$

$$h = xh_A + (1 - x)h_B \quad 2.2$$

As relações pressão-temperatura para uma mistura binária de líquido em ebulação ou vapor em condensação são de grande importância na refrigeração por absorção. Ao aquecer uma mistura na fase líquida, mantendo a pressão constante, a partir do começo da vaporização, uma análise química das fases revelará que as composições do líquido e vapor são diferentes entre si e do valor inicial, embora como fosse de se esperar, a concentração total permaneça a mesma. A figura 2.1 mostra o processo em um diagrama T-x para uma mistura bifásica.

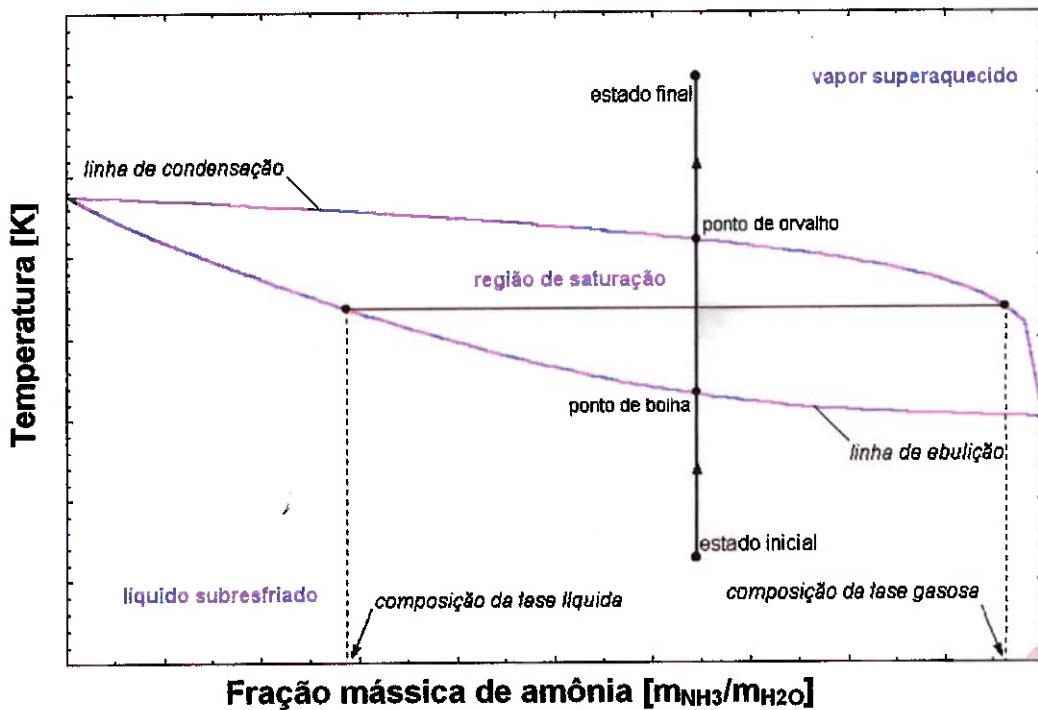


Figura 2.1 Evaporação de uma mistura bifásica em diagrama temperatura x composição

A vaporização não se dá a temperatura constante, como numa substância pura, além disso, à medida que se eleva a temperatura e, consequentemente, a quantidade de vapor, as composições das fases passam a variar com a temperatura, acompanhando a linha de ebulação, no caso da fase líquida, e a de condensação, no caso da fase gasosa.

Continuando a aquecer a mistura até sua completa vaporização, é possível observar que a concentração do vapor tornará a ser a medida inicialmente, quando havia só líquido.

No EES, a biblioteca NH3H2O, distribuída junto com o programa, fornece as propriedades da mistura dadas três propriedades independentes e é a base do modelamento do problema.

2.2 O ciclo de refrigeração por absorção

A figura 2.2 traz um esquema simplificado de um ciclo de refrigeração por absorção.

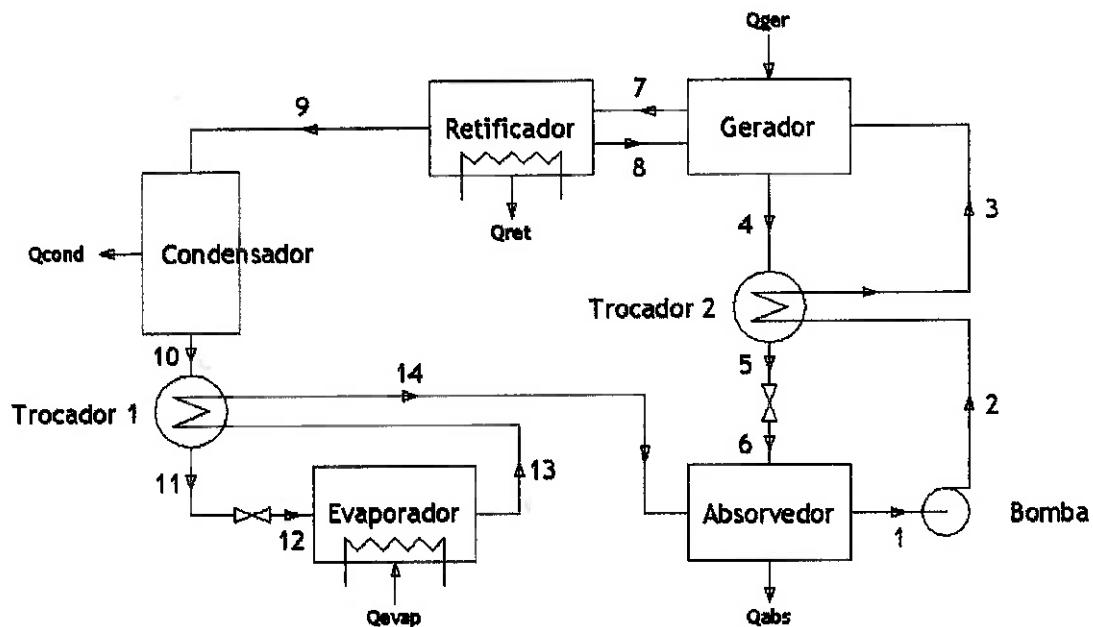


Figura 2.2 Esquema de um ciclo de refrigeração por absorção

O ciclo de absorção é assim chamado por se utilizar de uma substância para absorver o fluido refrigerante. Isto é feito para que se possa elevar a pressão do refrigerante em uma solução líquida. Uma vez que o trabalho de compressão é proporcional à variação de volume, elevar a pressão de um líquido, que é incompressível, com uma bomba requer muito menos trabalho (um valor típico é 2%) do que elevar a pressão de um vapor com um compressor.

A parcela principal do consumo de energia de um ciclo de absorção se dá no gerador, e geralmente esse valor é maior que o de um ciclo por compressão mecânica de vapor, acarretando em coeficientes de eficácia (definido como sendo a razão entre a taxa de refrigeração e a taxa de energia fornecida ao ciclo) menores. Entretanto, há de se observar que a energia cedida ao ciclo de absorção está na forma de calor, que, além de ser mais barata do que combustíveis ou eletricidade, pode ser obtida de rejeitos de processos industriais, sendo este um dos aspectos mais interessantes da aplicação deste método.

O funcionamento do ciclo, de uma forma sucinta, consiste na absorção, por parte de uma solução líquida, no absorvedor, do vapor de baixa pressão saído do evaporador. O absorvedor é resfriado, rejeitando calor para a atmosfera, para evitar o aumento da temperatura da solução, que acarretaria numa parada do processo de absorção. Esta solução, a baixa pressão, é bombeada para o gerador, aonde chega a alta pressão, e lá recebe calor de uma fonte a alta temperatura, provocando a liberação do valor que havia sido absorvido pela solução. Ligado ao gerador há o retificador, que complementa a separação da mistura. A solução então de baixa concentração retorna para o absorvedor, passando por uma válvula para equalizar sua pressão. Enquanto isso o refrigerante vaporizado rejeita calor para o meio no condensador e em seguida tem sua pressão reduzida em uma válvula de expansão. Depois disso, recebe calor do ambiente no evaporador, seguindo então novamente para o absorvedor.

2.2.1 Coeficiente de Desempenho

O coeficiente de desempenho (do inglês, COP, coefficient of performance) de um ciclo de absorção ideal é definido por

$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração}}{\text{Fornecimento de calor ao gerador}} \quad 2.1$$

Observar este termo requer certa atenção, uma vez que sua comparação imediata com os valores alcançados por ciclos de refrigeração por compressão de vapor aponta para uma conclusão incorreta. Valores típicos de COP para um ciclo por absorção estão na em torno de 0,6, enquanto que para um ciclo por compressão estão próximos a 3, porém a forma de energia utilizada no primeiro caso é calor, que é mais barata que o trabalho utilizado no segundo caso.

2.2.2 Componentes

Gerador – Podendo também ser chamado de dessorvedor, sua função é gerar vapor a partir da fase condensada de uma mistura de dois ou mais componentes. O termo dessorção, em contraste com evaporação, implica a predominância de um componente na fase vaporizada.

A separação é feita através de injeção de calor no sistema, que pode ser proveniente de uma fonte de vapor a alta temperatura ou queima direta de um combustível, por exemplo. O fluxo de refrigerante vaporizado sai para o retificador e o fluxo de água líquida retorna para o absorvedor.

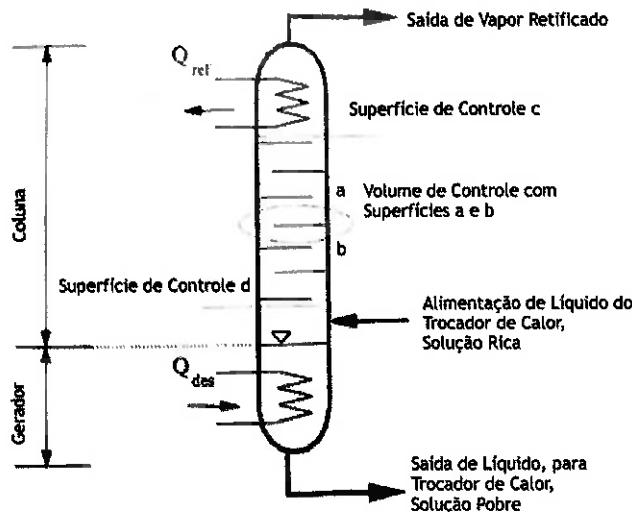


Figura 2.3 Esquema do gerador e retificador (Klein)

Retificador – Remove o vapor de água da mistura com vapor de amônia. É empregada uma coluna de retificação, ligada ao gerador. Com a adição de calor a este, o vapor sobe, em contra-corrente com o líquido descendente, provocando uma troca de calor e massa. No topo da coluna uma corrente de líquido a uma temperatura mais baixa causa um leve resfriamento do vapor, causando o refluxo de uma parcela condensada, que possui uma concentração de água relativamente mais alta que a de amônia, embora a concentração desta ainda seja maior que a da solução inicial. Do contato com o vapor ascendente, esta parcela novamente se vaporiza, sendo este processo acentuado através do uso de

placas perfuradas que prolongam o contato entre o vapor e o líquido, melhorando a mistura.

A introdução deste componente aumenta o rendimento do ciclo, garantindo maior pureza da amônia.

Condensador – Promove a condensação do refrigerante proveniente do gerador, através de perda de calor para o meio. Em sistemas de grande capacidade é comum a utilização de condensadores evaporativos. Nestes condensadores, o refrigerante cede calor para água que é borrifada na superfície de troca. Esta água, por sua vez, perde calor para um fluxo ascendente de ar (portanto, em contra-corrente), funcionando assim de modo semelhante a uma torre de refrigeração.

Evaporador – Outro trocador de calor, este responsável pela evaporação do refrigerante, através da retirada de calor da água de resfriamento, sendo, portanto, o componente diretamente responsável pela retirada da carga térmica. O dimensionamento do ciclo começará por este componente, através da entrada da taxa de refrigeração necessária.

Absorvedor – O termo absorção diz respeito à transferência de um vapor binário para um absorvente que pode estar no estado líquido ou sólido, diferindo da condensação por já haver uma fase condensada para absorver o fluido. É neste componente que o refrigerante (amônia), vindo do evaporador, é absorvido pela água, que retorna do gerador. A dissolução do refrigerante em água permite que sua pressão seja elevada à custa de menos trabalho, o que é feito por uma bomba posicionada na saída do absorvedor.

Bomba – Num sistema de absorção as bombas têm duas utilidades, promover a circulação do fluido de trabalho e fazer a elevação da pressão da região de baixa para a de alta.

Válvulas de expansão – Possuem função oposta à da bomba, ou seja, reduzir a pressão do fluido. Assume-se que o processo de expansão é adiabático, resultando num processo a entalpia constante.

Trocadores de calor – Embora trocas de calor ocorram ao longo de todo o ciclo e em todos os componentes, há dispositivos cuja função é exclusivamente transferir calor de uma corrente de líquido para outra, que são os trocadores de calor propriamente ditos.

3 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Como ponto de partida, determinamos o tipo de ciclo que será estudado, um ciclo de estágio simples, que é bastante popular, operando em regime permanente. Para poder dar início à modelagem do mesmo, é necessário que escolhamos, dentre a vasta gama de opções, a aplicação do ciclo estudado. Nos dois extremos, temos a forma como a energia para o funcionamento do ciclo será obtida e qual o fim que a ela será dado. Há também diversas variações possíveis no arranjo do ciclo, que também nos força a fazer escolhas antes de se começar o modelo.

Os geradores podem ser acionados por fogo direto, no qual a queima de um gás ou outro combustível fornece o calor necessário à separação da mistura, ou aplicado a um sistema de co-geração (fogo indireto), pode trazer um trocador de calor que transfere a energia térmica de um fluxo rejeitado de um processo para a mistura a ser separada. Será estudado o primeiro tipo, uma vez que o modelo dará, entre as respostas, a quantidade de calor que deve ser adicionada ao gerador. Assim, havendo interesse de se usar o modelo para uma planta de co-geração, basta adicionar ao modelo um trocador de calor e colocar como entrada as propriedades do escoamento que alimentará o ciclo.

Há de se definir também a aplicação do sistema, que, no caso, será a geração de água gelada, utilizada, por exemplo, para refrigeração de processos ou condicionamento de ar. Com isto é possível fixar a temperatura de evaporação, e então os outros componentes são modelados a partir destes valores.

Através da definição destes parâmetros são obtidos os dados necessários para que se possa modelar o ciclo, a partir da modelagem dos componentes isolados.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

A modelagem do ciclo, à qual este trabalho se propõe, será feita na forma de um programa desenvolvido com o *software* EES (*Engineering Equation Solver*), mostrado em funcionamento na figura 4.1, no qual através de parâmetros de operação definidos para diferentes casos será possível, através de tabelas paramétricas, obter as condições de funcionamento do ciclo. O *software* também é capaz de gerar gráficos e diagramas, semelhantes ao da figura 2.1.

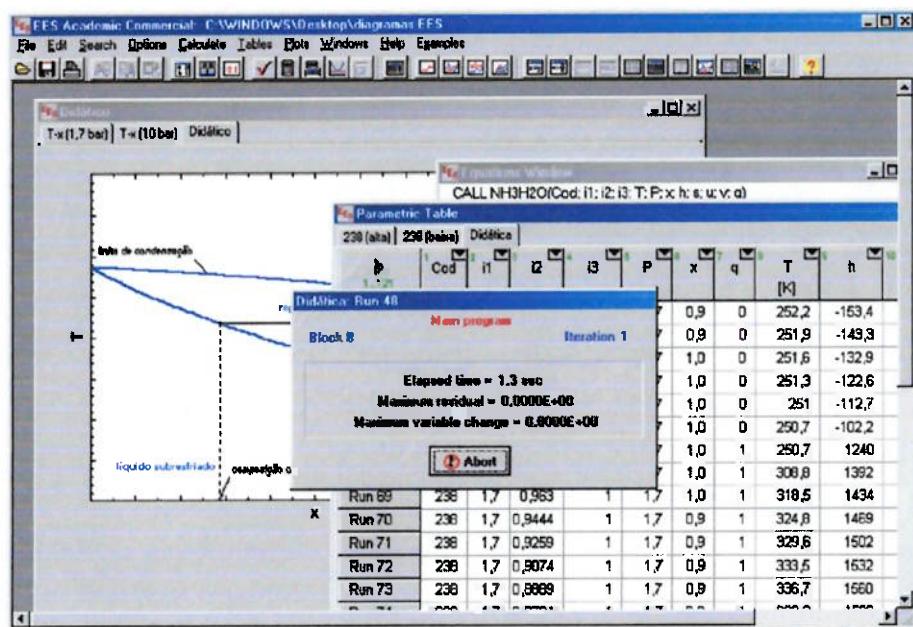


Figura 4.1 Tela do *software* EES

Esta modelagem será feita com base nos estudos presentes nas obras encontradas na bibliografia, sendo tão detalhada quanto possível, a fim de se obter resultados precisos. Os modelos dos componentes do ciclo encontrados na bibliografia foram adaptados ou complementados, de acordo com os objetivos do trabalho e então reproduzidos no computador para serem testados. Numa fase seguinte estes componentes foram agrupados, formando o ciclo, e então o modelo foi testado em diferentes condições de operação e comparado com um ciclo real.

Os componentes foram modelados isoladamente, de modo que se possam variar as propriedades de entrada e saída do fluido e então analisar seus efeitos

na troca de calor, no que foi focado o estudo num primeiro momento. Assim, tendo o equacionamento, tabelas paramétricas foram criadas, cada uma variando uma das propriedades relevantes dentro de faixas de valores típicos de ciclos de refrigeração por absorção de amônia, e então para cada tabela criado um gráfico confrontando a variação da troca de calor no componente com a variação da propriedade de interesse.

Na segunda etapa a modelagem dos componentes foi revista, os demais dispositivos foram adicionados ao modelo e o ciclo foi fechado. Foram introduzidas as eficiências e com essas alterações o modelo ficou mais próximo do real. Através de tabelas paramétricas foi possível analisar as variações provocadas pela carga térmica a ser retirada, temperatura de condensação, evaporação e do absorvedor, eficiência da bomba e dos trocadores de calor no coeficiente de desempenho, vazão mássica e quantidade de calor a ser injetada no gerador.

5 MODELAGEM

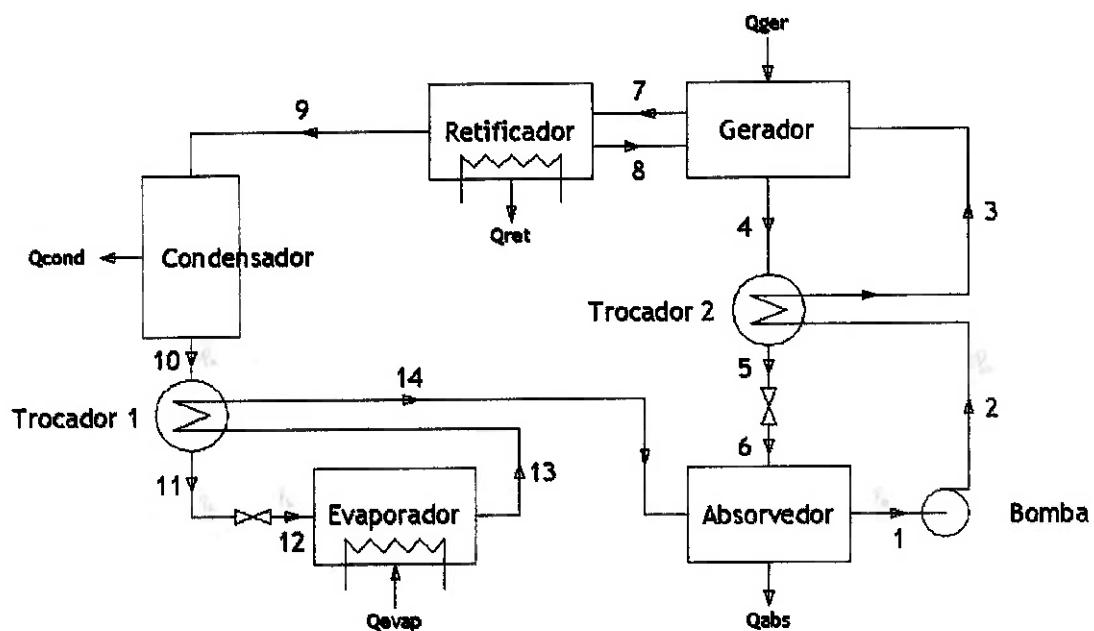


Figura 5.1 Esquema do ciclo modelado

A figura 5.1 mostra o esquema do ciclo como foi modelado, no qual se podem notar os pontos para os quais foi determinado o estado termodinâmico. As entradas e saídas do modelo foram escolhidas de forma a torná-lo o mais próximo possível do que é comumente utilizado. Para simplificar o estudo, a modelagem se concentrará nas trocas de calor efetuadas pelo ciclo, sem levar em conta os meios que realizam estas trocas, daí a representação das setas com os indicativos de quantidade de calor trocada.

A modelagem dos componentes passa por duas etapas principais: o balanço de massa e o balanço de energia. Somando esses balanços à introdução de alguns parâmetros de entrada, no caso, as temperaturas de evaporação, condensação, temperatura de saída do absorvedor e carga térmica a ser retirada, é possível definir os estados de todos os pontos do ciclo.

5.1 Absorvedor

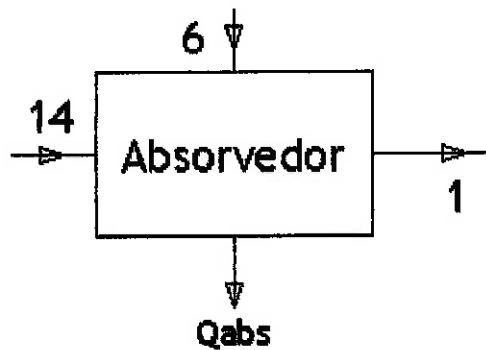


Figura 5.2 Representação do absorvedor

Balanço de massa

Por promover a mistura de duas correntes, o balanço de massa do absorvedor não é trivial. São necessárias duas equações, aplicando a lei da continuidade ao fluxo completo e a uma das espécies, isoladamente, como a seguir

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad 5.1$$

$$\dot{m}_{14}x_{14} + \dot{m}_6x_6 = \dot{m}_1x_1 \quad 5.2$$

Balanço de energia

O processo de absorção rejeita calor para o meio, assim o balanço de energia deve considerar o fluxo de energia nas três correntes e a parcela rejeitada, o que leva à seguinte equação

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_1h_1 + Q_{abs} \quad 5.3$$

5.2 Bomba

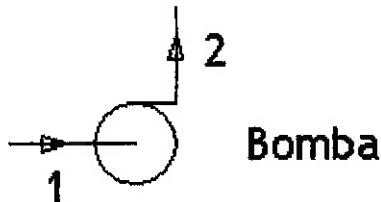


Figura 5.3 Representação da bomba

Balanço de massa

A bomba tem um balanço de massa trivial, uma vez que a mesma corrente que entra é a que sai, portanto uma simples igualdade de vazões mássicas é suficiente para fazer o balanço neste componente.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad 5.4$$

Balanço de energia

É na bomba que temos a única adição de energia no ciclo na forma de trabalho mecânico. A pressão do fluido é elevada e juntamente com este processo ocorre variação de temperatura e entalpia. Consta deste modelo a eficiência isentrópica da bomba.

$$h_2 = h_1 + \frac{v_1(p_2 - p_1)}{\eta_B} \quad 5.5$$

$$W_B = m_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad 5.6$$

5.3 Trocadores de calor

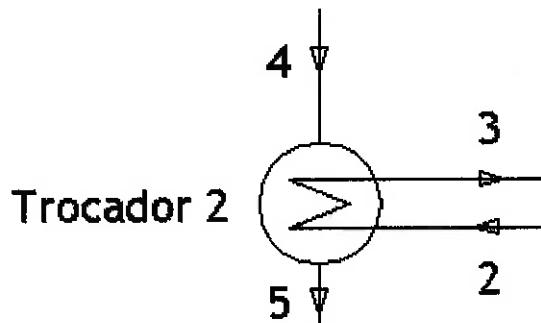


Figura 5.4 Representação de um trocador de calor

Balanço de massa

Neste ciclo há dois trocadores de calor que, por simplificação, são idênticos. Há duas correntes que não se misturam, portanto os dois balanços de massa são triviais:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad 5.7$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad 5.8$$

para o trocador de calor 2 e

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad 5.9$$

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

para o trocador 1.

Balanço de energia

Há diferentes métodos para se determinar as transferências de energia em um trocador de calor. Para este modelo um procedimento iterativo foi utilizado, primeiramente estimando as temperaturas de saída a partir do ponto posterior no ciclo ao ponto de saída do trocador e então determinando o fluido que comanda a

troca através do cálculo dos fluxos de energia, num procedimento semelhante ao usado método NUT. Então é aplicada a efetividade do trocador, a partir da qual é determinada a transferência de energia, e daí os estados dos fluidos na saída.

$$q_a = \dot{m}_a (h_{saída_a}^* - h_{entrada_a}) \quad 5.11$$

$$q_b = \dot{m}_b (h_{entrada_b} - h_{saída_b}^*) \quad 5.12$$

$$q_{min} = \text{MIN}(q_a, q_b) \quad 5.13$$

$$q_{TC} = \eta_{TC} q_{min} \quad 5.14$$

$$h_{saída_a} = h_{entrada_a} + \frac{q_{TC}}{\dot{m}_a} \quad 5.15$$

$$h_{saída_b} = h_{entrada_b} - \frac{q_{TC}}{\dot{m}_b} \quad 5.16$$

5.4 Retificador

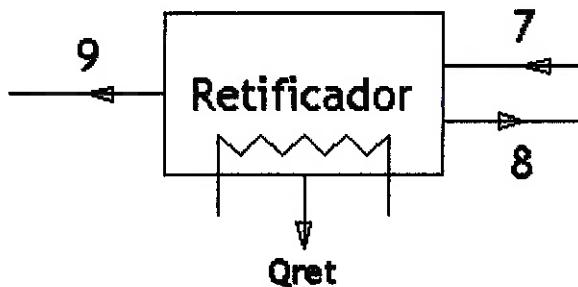


Figura 5.5 Representação do retificador

Balanço de massa

Análogo ao absorvedor, no retificador há a separação de um fluxo, retornando uma solução de baixa concentração de amônia para o gerador e liberando vapor de amônia de alta pureza para o condensador. Isso faz com que os balanços de massa sejam também análogos.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad 5.17$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9 \quad 5.18$$

Balanço de energia

Assim como o balanço de massa, o balanço de energia do retificador também é análogo ao do absorvedor, então a equação será

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + Q_{ret} \quad 5.19$$

5.5 Gerador

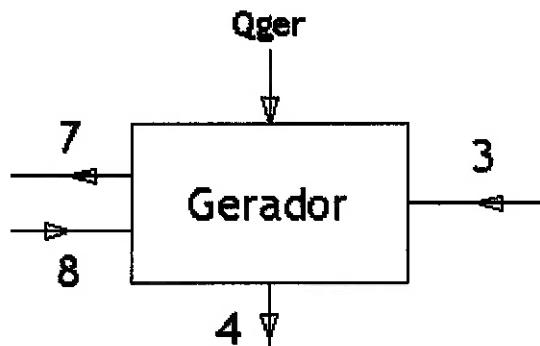


Figura 5.6 Representação do gerador

Balanço de massa

O gerador (ou dessorvedor) é o componente mais complexo do ponto de vista dos balanços de massa e energia, uma vez que há a mistura de quatro correntes. Entretanto, como no lado da solução no ciclo (a parte que abrange absorvedor, bomba, gerador e retificador) há recirculação de fluido, fazer um balanço de massa para o gerador seria redundante, por estar ele situado entre o retificador e o absorvedor, que já têm seus balanços de massa equacionados no modelo. Portanto não há necessidade de se fazer o balanço de massa para o gerador.

Balanço de energia

O balanço de energia, no entanto, se faz necessário para manter a ligação do ciclo. Este balanço é particularmente importante por introduzir o termo da quantidade de calor adicionada ao ciclo, que é, juntamente com a carga térmica a ser retirada, uma das variáveis chaves do ciclo. Portanto, considerando as entradas e saídas das correntes e a adição de energia, o balanço de energia no gerador fica como segue:

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_3 h_r + Q_{ger} \quad 5.20$$

5.6 Condensador

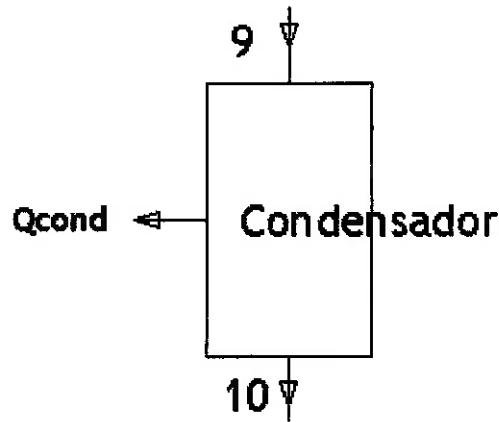


Figura 5.7 Representação do condensador

Balanço de massa

Como há apenas um fluxo passando pelo condensador, seu balanço de massa é trivial.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad 5.21$$

Balanço de energia

O balanço de energia do condensador é simples, sendo apenas a igualdade da energia do fluxo de entrada com a soma da energia do fluxo de saída com a quantidade de calor cedida ao meio.

$$\dot{m}_9(h_9 - h_{10}) = Q_{cond} \quad 5.22$$

5.7 Evaporador

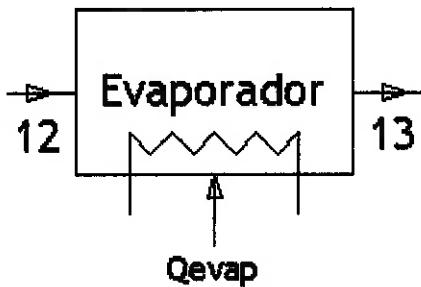


Figura 5.8 Representação do evaporador

Balanço de massa

Da mesma forma que o condensador, o balanço de massa do evaporador é trivial.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad 5.23$$

Balanço de energia

O balanço de energia do evaporador é análogo ao do condensador, estando a única diferença no fato de a quantidade de calor trocada (no caso, retirada do meio) é uma das variáveis de entrada do ciclo.

$$\dot{m}_{13}(h_{13} - h_{12}) = Q_{evap} \quad 5.24$$

5.8 Válvulas de expansão



Figura 5.9 Representação de uma válvula de expansão

Balanço de massa

O balanço de massa das válvulas de expansão é trivial.

$$\dot{m}_{5;12} = \dot{m}_{6;11} \quad 5.25$$

Balanço de energia

Assume-se que o processo de expansão é isentálpico, portanto o balanço de energia é apenas a manutenção da entalpia do fluxo.

$$h_{5;12} = h_{6;11} \quad 5.26$$

5.9 Igualdades do ciclo

Balanços de massa

O fechamento do ciclo é feito através da aplicação da lei a continuidade, gerando alguns balanços de massa geral e de amônia triviais, porém necessários à resolução do sistema. São eles:

$$\begin{array}{ll} m_1 = m_2 & x_1 = x_2 \\ m_2 = m_3 & x_2 = x_3 \\ m_4 = m_5 & x_4 = x_5 \\ m_5 = m_6 & x_5 = x_6 \\ m_9 = m_{10} & x_9 = x_{10} \\ m_{10} = m_{11} & x_{10} = x_{11} \\ m_{11} = m_{12} & x_{11} = x_{12} \\ m_{12} = m_{13} & x_{12} = x_{13} \\ m_{13} = m_{14} & x_{13} = x_{14} \end{array}$$

Igualdades de pressão

Os ciclos de absorção de um estágio operam em dois níveis conhecidos de pressão, a saber, a pressão de condensação e a de evaporação. Assim, os demais pontos do ciclo têm a pressão do condensador e do evaporador como referência, assim se pode determinar as demais pressões com as igualdades a seguir:

$$\begin{array}{ll} P_1 = P_{\text{baixa}} & P_8 = P_{\text{alta}} \\ P_2 = P_{\text{alta}} & P_9 = P_{\text{alta}} \\ P_3 = P_{\text{alta}} & P_{10} = P_{\text{alta}} \\ P_4 = P_{\text{alta}} & P_{11} = P_{\text{alta}} \\ P_5 = P_{\text{alta}} & P_{12} = P_{\text{baixa}} \\ P_6 = P_{\text{baixa}} & P_{13} = P_{\text{baixa}} \\ P_7 = P_{\text{alta}} & P_{14} = P_{\text{baixa}} \end{array}$$

Código fonte

A modelagem acima descrita foi então escrita em um programa no formato do EES, e a seguir é apresentado seu código fonte.

"MODELAGEM DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE AMÔNIA"

"Samuel Alexandre de Oliveira Rodrigues"

"ROTINA PARA CÁLCULO DOS TROCADORES DE CALOR"

PROCEDURE TC(eta_TC;m1;ml2;ha;hb;hc;hd:hcc;hdd;qtc)

q1=m1*(hd-ha) "quantidade de calor no lado 1"

q2=ml2*(hb-hc) "quantidade de calor no lado 2"

qmin=MIN(q1;q2)

qtc=eta_TC*qmin

hcc=hb-qtc/ml2 "entalpias de saída"

hdd=ha+qtc/m1

END

"PARÂMETROS DE ENTRADA"

"Carga térmica a ser retirada" "Tabela paramétrica"

{Qevap = 30 * 3,516 [kW]}

"Eficiências" "Tabela paramétrica"

{eta_B=0,50 "eficiência isentrópica da bomba"

eta_TC=0,95 "efetividade dos trocadores de calor"}

"Temperaturas" "Tabela paramétrica"

{T[13]=-10 +273,15

T[10]=40 +273,15

T[1]=40 +273,15

"Qgen=30 [kW]"}

"FRAÇÕES MÁSSICAS"

$x[9]=0,99$ "Tabela paramétrica"

$x[1]-x[4]=Dx$

$Dx=0,1$

"TÍTULOS"

$q[14]=0,998$

$q[10]=0,00$

$q[7]=1$

$q[9]=1$

$q[1]=0$

$q[4]=0$

"IGUALDADES DE PRESSÕES"

$P[1]=P_b$

$P[2]=P_a$

$P[3]=P_a$

$P[4]=P_a$

$P[5]=P_a$

$P[6]=P_b$

$P[7]=P_a$

$P[8]=P_a$

$P[9]=P_a$

$P[10]=P_a$

$P[11]=P_a$

$P[12]=P_b$

$P[13]=P_b$

$P[14]=P_b$

"IGUALDADES DE VAZÃO MÁSSICA"

$m[1]=m[2]$

$m[2]=m[3]$

$m[4]=m[5]$

$m[5]=m[6]$

$m[9]=m[10]$

$m[10]=m[11]$

$m[11]=m[12]$

$m[12]=m[13]$

$m[13]=m[14]$

"IGUALDADES DE VAZÃO DE AMÔNIA"

x[1]=x[2]
x[2]=x[3]
x[4]=x[5]
x[5]=x[6]
x[9]=x[10]
x[10]=x[11]
x[11]=x[12]
x[12]=x[13]
x[13]=x[14]

"EQUAÇÕES"

"Absorvedor"

$m[14] + m[6] = m[1]$
 $m[14] * x[14] + m[6] * x[6] = m[1] * x[1]$
 $m[14] * h[14] + m[6] * h[6] = m[1] * h[1] + Q_{abs}$

"Bomba"

$h[2] = h[1] + v[1] * (P[2] - P[1]) * 100 / \eta_B$
 $W_b = m[1] * (h[2] - h[1])$
"Gerador"
 $m[3] * h[3] + m[8] * h[8] + Q_{ger} = m[7] * h[7] + m[4] * h[4]$
CALL NH3H2O(238;P[3];x[3];0:T3f;P3f;x3f;h3f;s3f;u3f;v3f;Q3f)
 $T[7] = T3f$

"Trocador 2"

CALL NH3H2O(123;T[2];P[5];x[5];T2e;P5e;x5e;h5e;s5e;u5e;v5e;Q5e)
CALL NH3H2O(123;T[4];P[3];x[3];T4e;P3e;x3e;h3e;s3e;u3e;v3e;Q3e)
CALL tc(eta_TC;m[2];m[4];h[2];h[4];h5e;h3e;h[5];h[3];Qtc2)

"Válvula de expansão"

$h[5] = h[6]$

"Retificador"

$m[7] = m[9] + m[8]$
 $m[7] * x[7] = m[9] * x[9] + m[8] * x[8]$
 $m[7] * h[7] = m[9] * h[9] + m[8] * h[8] + Q_{ret}$
 $h[8] = h3f$
 $x[8] = x[3]$

"Condensador"

$$Q_{cond} = m[9] * (h[9] - h[10])$$

"Válvula de expansão"

$$h[11] = h[12]$$

"Evaporador"

$$Q_{evap} = m[13] * (h[13] - h[12])$$

"Trocador 1"

CALL NH3H2O(123;T[10];P[14];x[14];T10e;P14e;x14e;h14e;s14e;u14e;v14e;Q14e)

CALL NH3H2O(123;T[13];P[11];x[11];T13e;P11e;x11e;h11e;s11e;u11e;v11e;Q11e)

CALL tc(eta_TC;m[13];m[10];h[13];h[10];h11e;h14e:h[11];h[14];Qtc1)

"COP"

$$COP = Q_{evap} / (W_b + Q_{ger})$$

"DETERMINAÇÃO DOS ESTADOS"

CALL NH3H2O(138;T[1];x[1];Q[1];T1;P[1];x1;h[1];s[1];u[1];v[1];Q1)

CALL NH3H2O(234;P[2];x[2];h[2];T[2];P2;x2;h2;s[2];u[2];v[2];Q[2])

CALL NH3H2O(234;P[3];x[3];h[3];T[3];P3;x3;h3;s[3];u[3];v[3];Q[3])

CALL NH3H2O(238;P[4];x[4];Q[4];T[4];P4;x4;h[4];s[4];u[4];v[4];Q4)

CALL NH3H2O(234;P[5];x[5];h[5];T[5];P5;x5;h5;s[5];u[5];v[5];Q[5])

CALL NH3H2O(234;P[6];x[6];h[6];T[6];P6;x6;h6;s[6];u[6];v[6];Q[6])

CALL NH3H2O(128;T[7];P[7];Q[7];T7;P7;x[7];h[7];s[7];u[7];v[7];Q7)

CALL NH3H2O(234;P[8];x[8];h[8];T[8];P8;x8;h8;s[8];u[8];v[8];Q[8])

CALL NH3H2O(238;P[9];x[9];Q[9];T[9];P9;x9;h[9];s[9];u[9];v[9];Q9)

CALL NH3H2O(138;T[10];x[10];Q[10];T10;P[10];x10;h[10];s[10];u[10];v[10];Q10)

CALL NH3H2O(234;P[11];x[11];h[11];T[11];P11;x11;h11;s[11];u[11];v[11];Q[11])

CALL NH3H2O(234;P[12];x[12];h[12];T[12];P12;x12;h12;s[12];u[12];v[12];Q[12])

CALL NH3H2O(138;T[13];x[13];Q[13];T13;P[13];x13;h[13];s[13];u[13];v[13];Q13)

CALL NH3H2O(234;P[14];x[14];h[14];T[14];P14;x14;h14;s[14];u[14];v[14];Q[14])

6 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados dos cálculos para um conjunto de dados de entrada e os diagramas dos processos envolvidos. Tabelas relacionando variações dos valores de entrada com os efeitos nas saídas dos problemas serão apresentadas nos anexos.

Dados de entrada:

Carga térmica a ser retirada: $Q_{evap} = 30 \text{ TR} = 105,48 \text{ kW}$

Eficiência isentrópica da bomba: $\eta_B = 0,50$

Efetividade dos trocadores de calor: $\eta_{TC} = 0,95$

Temperatura de evaporação: $T_{evap} = T_{13} = -10^\circ\text{C} = 263,15 \text{ K}$

Temperatura de condensação: $T_{cond} = T_{10} = 40^\circ\text{C} = 313,15 \text{ K}$

Temperatura de saída do absorvedor: $T_1 = 40^\circ\text{C} = 313,15 \text{ K}$

Fração mássica de amônia na saída do retificador: $x_9 = 0,99$

Diferença de composição na recirculação do absorvedor: $x_1 - x_4 = 0,10$

Título do refrigerante na entrada do absorvedor: $q_{14} = 0,998$

Título na saída do condensador: $q_{10} = 0,00$

Título na saída do gerador para o retificador: $q_7 = 1,0$

Título na saída do retificador: $q_9 = 1,0$

Título na saída do absorvedor: $q_1 = 0,00$

Título da saída de solução do gerador: $q_4 = 0,00$

Saídas obtidas:

Tabela 6.1 Resultados da simulação

$COP = 0,585$	$Q_{abs} = 158 \text{ kW}$	$Q_{ret} = 18,6 \text{ kW}$
$W_b = 1,881 \text{ kW}$	$Q_{cond} = 109 \text{ kW}$	$Q_{tc1} = 19,91 \text{ kW}$
$P_{alta} = 15,4 \text{ bar}$	$Q_{evap} = 105,5 \text{ kW}$	$Q_{tc2} = 198,6 \text{ kW}$
$P_{baixa} = 2,597 \text{ bar}$	$Q_{ger} = 178,6 \text{ kW}$	$m_1 = 0,631 \text{ kg/s}$

Estados termodinâmicos e vazões:

Tabela 6.2 Estados termodinâmicos e vazões

Ponto	Vazão (kg/s)	Temp. (K)	Pressão (bar)	Composição (m_{NH_3}/m_{H_2O})	Entalpia específica (kJ/kg)	Entropia específica (kJ/kg.K)
1	0,631	313,15 <small>104,734</small>	2,60	0,380264	-45,845	0,468
2	0,631	313,58 <small>104,734</small>	15,4	0,380264	-42,863	0,473
3	0,631	379,58 <small>223,574</small>	15,4	0,380264	271,93	1,378
4	0,542	400,71 <small>261,608</small>	15,4	0,280264	380,39	1,608
5	0,542	318,08 <small>112,834</small>	15,4	0,280264	13,977	0,586
6	0,542	318,34 <small>112,842</small>	2,60	0,280264	13,977	0,590
7	0,095	377,99 <small>220,912</small>	15,4	0,951210	1532,6	4,858
8	0,006	378,01 <small>220,912</small>	15,4	0,380264	246,73	1,312
9	0,089	349,68 <small>163,154</small>	15,4	0,990000	1410,5	4,527
10	0,089	313,15 <small>104</small>	15,4	0,990000	183,61	0,664
11	0,089	265,75 <small>78,62</small>	15,4	0,990000	-40,373	-0,110
12	0,089	260,64 <small>74,82</small>	2,60	0,990000	-40,373	-0,103
13	0,089	263,15 <small>74</small>	2,60	0,990000	1146,5	4,423
14	0,089	307,75 <small>94,28</small>	2,60	0,990000	1370,5	5,220

Tabela 6.2 Estados termodinâmicos e vazões (continuação)

Ponto	Energia interna específica (kJ/kg)	Volume específico (m ³ /kg)	Título
1	-46,15	0,001	0,000
2	-44,66	0,001	Líq. subresfriado
3	267,8	0,003	0,013
4	378,5	0,001	0,000
5	12,24	0,001	Líq. subresfriado
6	13,68	0,001	Líq. subresfriado
7	1363	0,110	1,000
8	244,7	0,001	0,000
9	1257	0,100	1,000
10	181	0,002	0,000
11	-42,72	0,002	Líq. subresfriado
12	-42,98	0,010	0,018
13	1034	0,433	0,919
14	1224	0,562	0,998

Representação dos processos

A seguir, para cada componente são apresentados dois gráficos, representando o processo termodinâmico ocorrido em cada um primeiramente no diagrama temperatura x composição mássica e em seguida entalpia x composição.

Evaporador

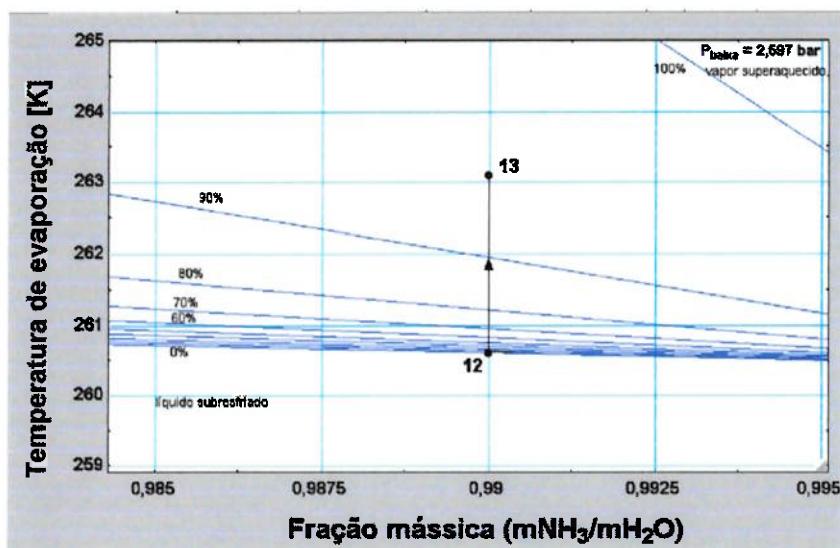


Figura 6.1 Representação no diagrama T-x do processo ocorrido no evaporador

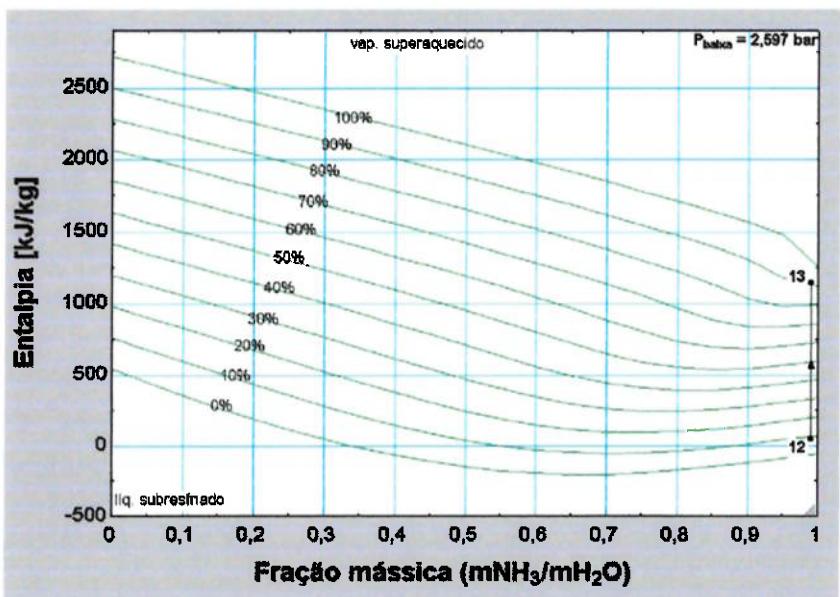


Figura 6.2 Representação no diagrama h-x do processo ocorrido no evaporador

Absorvedor

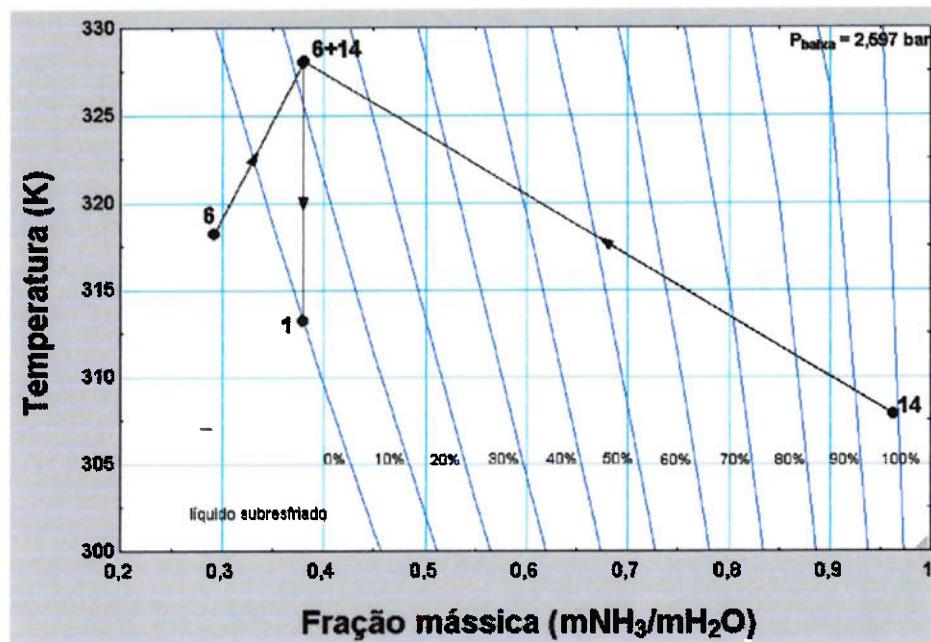


Figura 6.3 Representação no diagrama T-x dos processos ocorridos no absorvedor

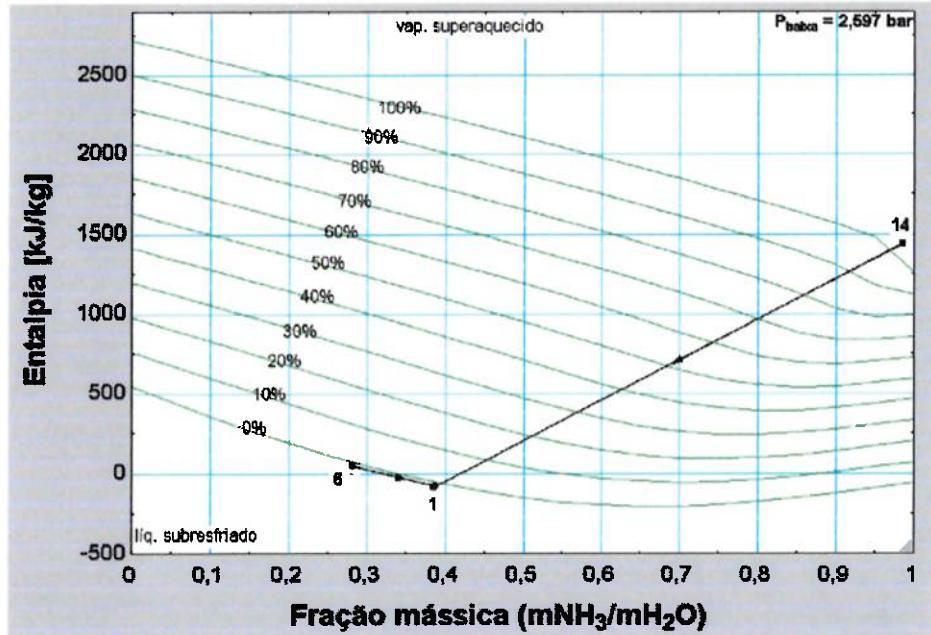


Figura 6.4 Representação no diagrama h-x dos processos ocorridos no absorvedor

Gerador

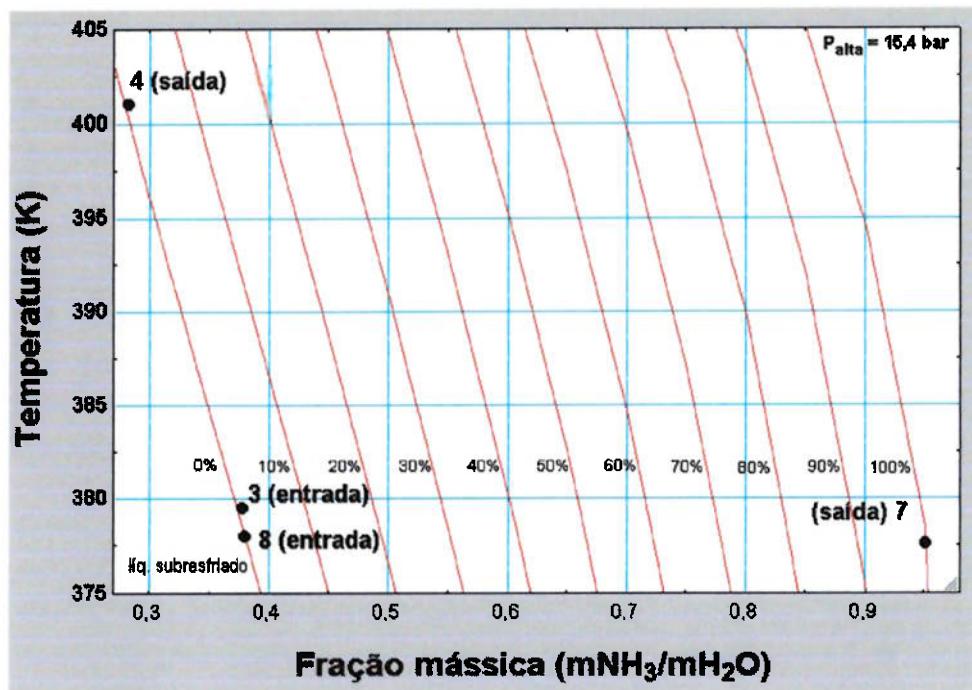


Figura 6.5 Representação no diagrama T-x das entradas e saídas no gerador

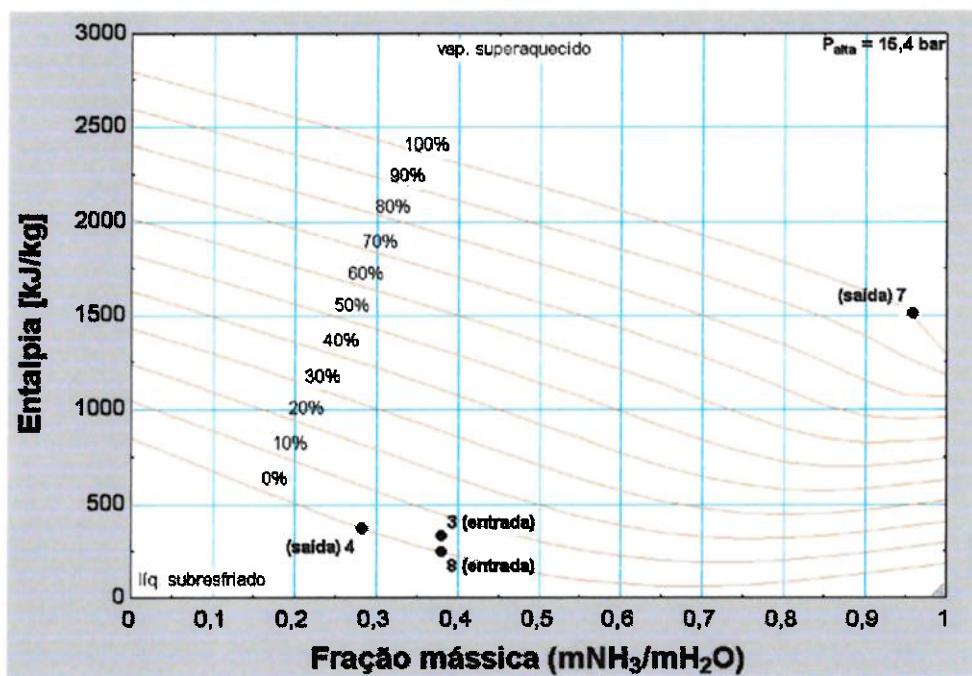


Figura 6.6 Representação no diagrama h-x das entradas e saídas no gerador

Retificador

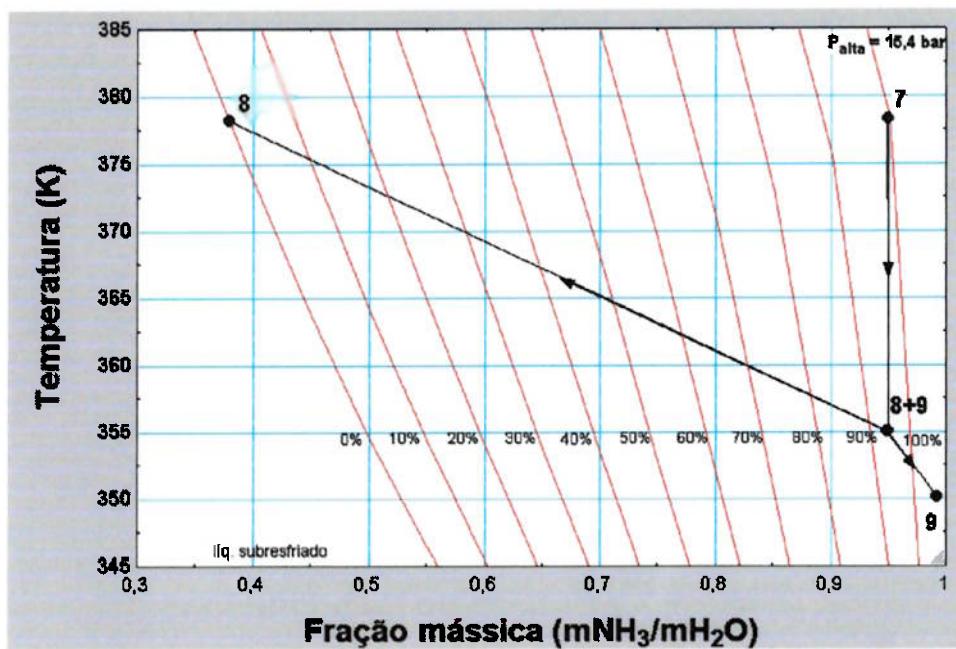


Figura 6.7 Representação no diagrama T-x dos processos ocorridos no retificador

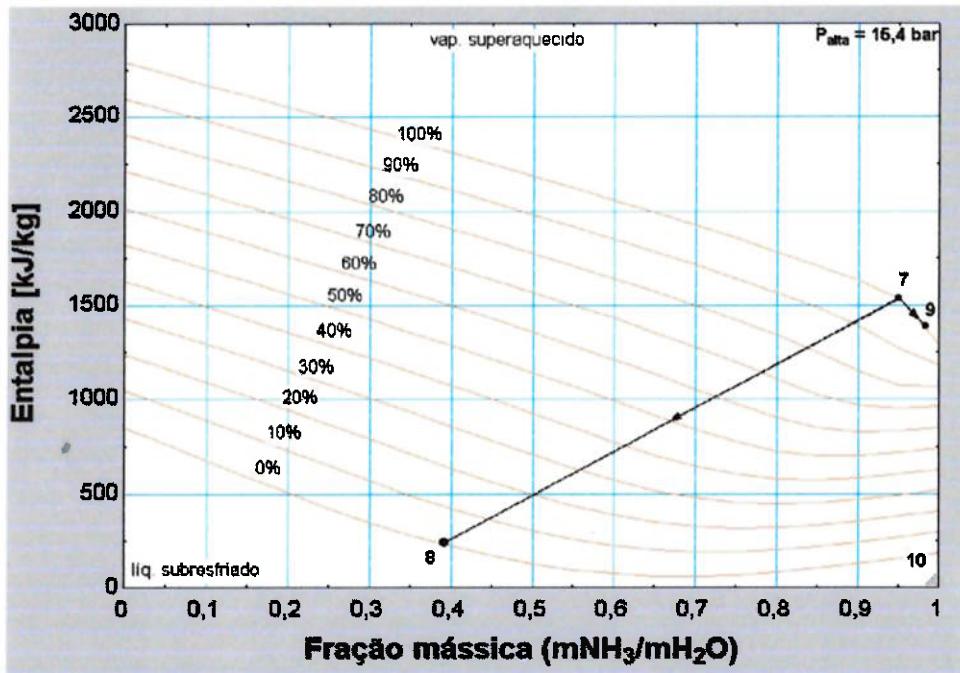


Figura 6.8 Representação no diagrama h-x dos processos ocorridos no retificador

Condensador

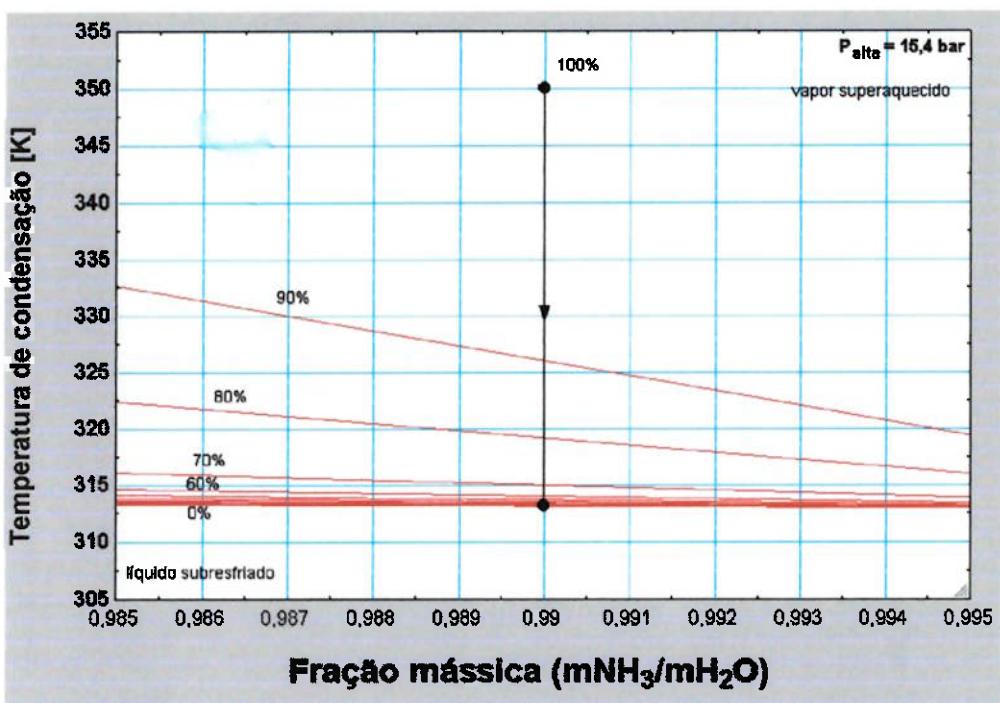


Figura 6.9 Representação no diagrama T-x do processo ocorrido no condensador

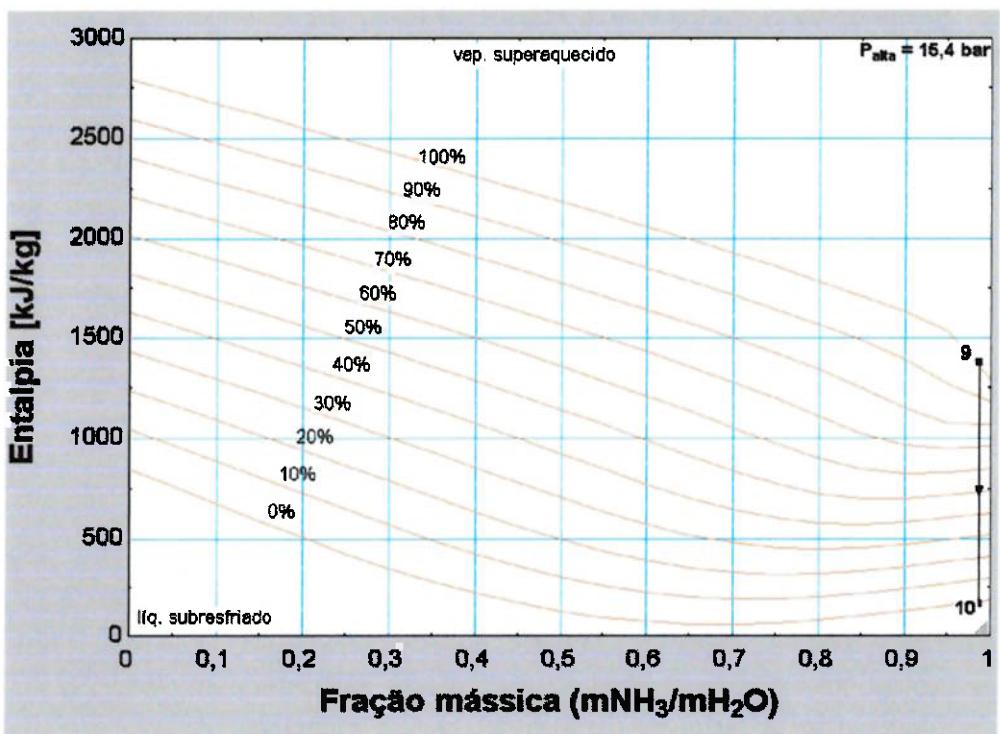


Figura 6.10 Representação no diagrama h-x do processo ocorrido no condensador

Variação de parâmetros

A seguir são apresentados os gráficos referentes às variações do COP quando variadas as temperaturas de evaporação, de condensação e a efetividade dos trocadores de calor.

Temperatura de evaporação

Este gráfico mostra a influência da temperatura de evaporação no COP mantidos a temperatura de condensação em 40 °C e a efetividade dos trocadores em 1.

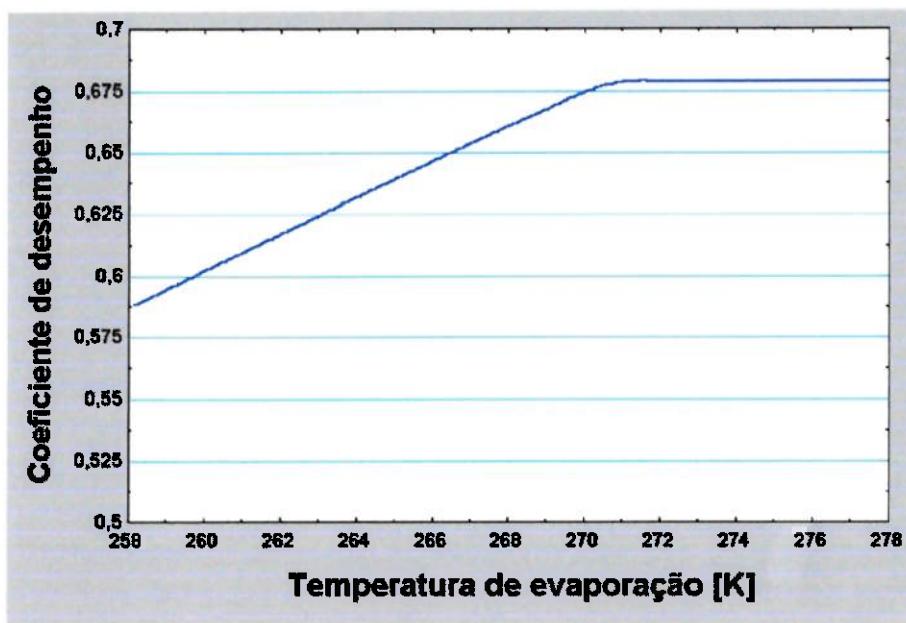


Figura 6.11 Efeito da variação da temperatura de evaporação no COP

Temperatura de condensação

Este gráfico mostra a influência da temperatura de condensação no COP mantidos a temperatura de evaporação em -10 °C e a efetividade dos trocadores em 1.

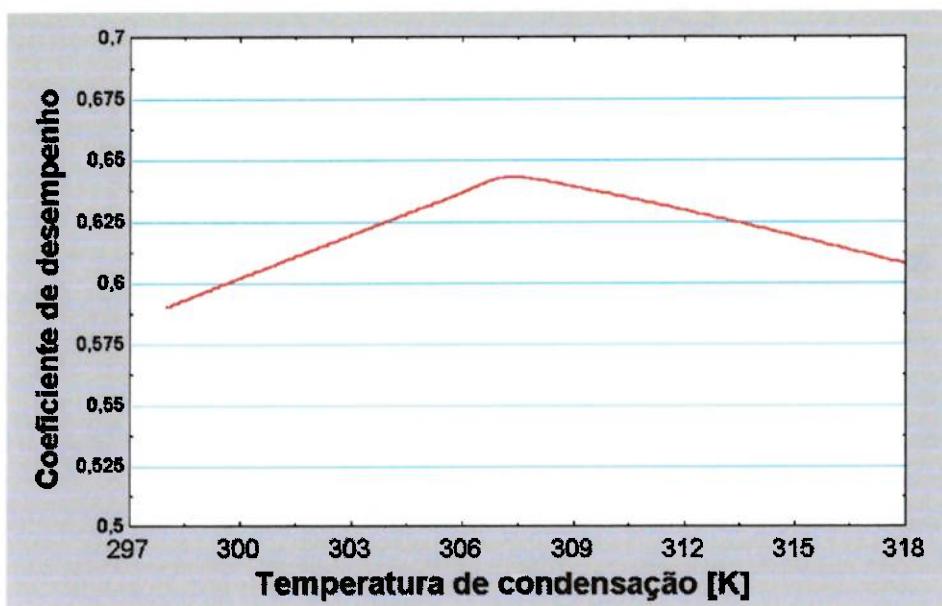


Figura 6.12 Efeito da variação da temperatura de condensação no COP

Efetividade dos trocadores de calor

Este gráfico mostra a influência da efetividade dos trocadores no COP mantidas as temperaturas de condensação em 40 °C e de evaporação em -10 °C.

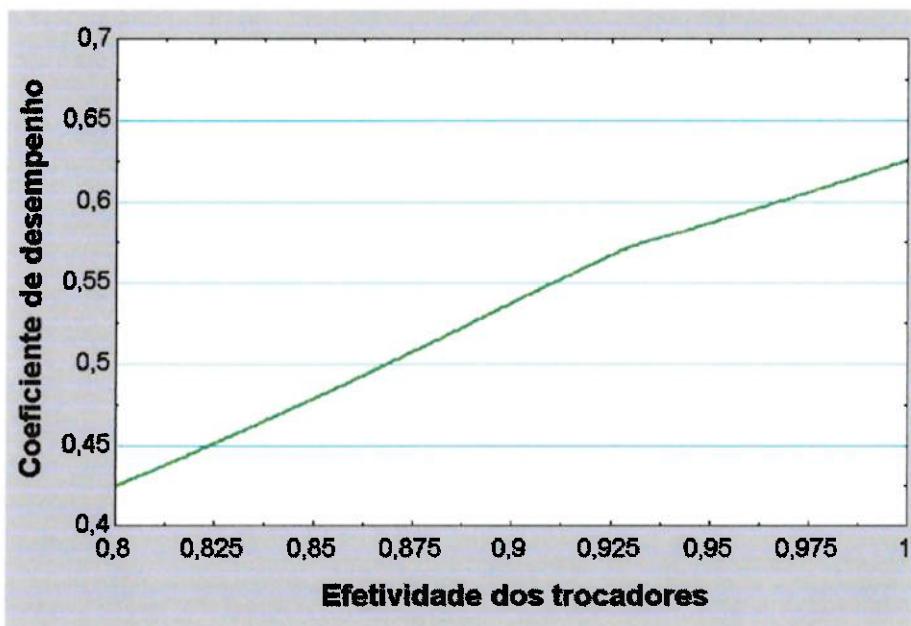


Figura 6.13 Efeito da efetividade dos trocadores de calor no COP

7 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Como forma de validar o modelo proposto é interessante a comparação dos resultados obtidos com um ciclo em operação. Para tal finalidade, alguns catálogos de fabricantes de *chillers* de absorção contêm dados que podem ser substituídos no modelo proposto, a partir dos quais se podem verificar os resultados, buscando uma relação coerente com o sistema simulado.

A metodologia para tal comparação consistirá na busca de um sistema movido por um ciclo de absorção de amônia disponível comercialmente, e em seguida o levantamento de alguns parâmetros chave do ciclo, como as temperaturas de evaporação e condensação e as quantidades de calor retirada do meio e adicionada ao gerador.

O modelo escolhido para a comparação é o *chiller* de absorção Cooltec 5, fabricado pela empresa norte-americana Cooling Technologies. Segundo o catálogo, o Cooltec 5 é projetado para prover conforto através do condicionamento de ar em edifícios comerciais e residenciais. Sua alimentação se dá por fogo direto, através da queima de gás natural ou propano, e como já mencionado, deve ser instalado externamente.



Figura 7.1 Chiller de absorção Cooltec5, da Cooling Technologies

Parâmetros de operação obtidos do catálogo (em anexo)

$$Q_{\text{evap}} = 5 \text{ TR} = 17,6 \text{ kW}$$

$$T_{\text{evap}} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{cond}} = 95 \text{ }^{\circ}\text{F} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{ger}} = 26,1 \text{ kW}$$

$$W_b = 372 \text{ W}$$

Aplicação dos parâmetros no programa

Enquanto a carga térmica a ser retirada e as temperaturas de evaporação e condensação já sejam parâmetros dados no modelo inicialmente desenvolvido, algumas mudanças serão necessárias para que a modelagem contemple o trabalho da bomba e a adição de calor ao gerador.

No caso do gerador, Q_{ger} é uma das soluções dadas pelo modelo original. Para transformá-la em dado de entrada é necessário que se libere uma variável, a escolhida foi T_1 , a temperatura de saída do absorvedor.

Para o trabalho da bomba, embora W_b não seja um dado de entrada, ela está diretamente relacionada com η_B , a eficiência isentrópica da bomba. Assim, um valor correto de η_B força o valor desejado de W_b , 372 W.

Parâmetros iniciais no EES

"PARÂMETROS DE ENTRADA"

"Carga térmica a ser retirada"

$$Q_{\text{evap}} = 17,6 \text{ [kW]}$$

"Eficiências"

$$\eta_B = 0,3186$$

$$\eta_{TC} = 0,95$$

"eficiência isentrópica da bomba para forçar $W_b = 372 \text{ W}$ "

"efetividade dos trocadores de calor"

"Temperaturas"

$$T[13] = 5 + 273,15$$

$$T[10] = 35 + 273,15$$

$$T[1] = 40 + 273,15$$

$$Q_{\text{gen}} = 26,1 \text{ [kW]}$$

"temperatura de evaporação"

"temperatura de condensação"

"temperatura de saída do absorvedor, removida"

"adição de calor ao gerador, adicionada"

Resultados obtidos

COP=0,665

Pbaixa=2,5 [bar]

Palta=13,37 [bar]

Qabs=25 [kW]

Qcond=18 [kW]

Qret=0,9 [kW]

Qtc1=1,597 [kW]

Qtc2=25,02 [kW]

Tabela 7.1 Resultados da modelagem do *chiller* Cooltec5

	m (kg/s)	T (K)	h (kJ/kg)	x (m _{NH3} /m _{H2O})	q (m _{vapor} /m)
1	0,092	298,61	-124,34	0,4593	0,000
2	0,092	299,29	-120,29	0,4593	subresfr.
3	0,092	356,90	152,60	0,4593	0,010
4	0,077	376,11	242,20	0,3593	0,000
5	0,077	303,21	-82,111	0,3593	subresfr.
6	0,077	303,44	-82,111	0,3593	subresfr.
7	0,015	355,95	1450,3	0,9813	1,000
8	0,000	355,95	135,38	0,4593	0,000
9	0,015	346,04	1410,3	0,9900	1,000
10	0,015	308,15	158,918	0,9900	0,000
11	0,015	285,20	49,110	0,9900	subresfr.
12	0,015	259,74	49,110	0,9900	0,090
13	0,015	278,15	1259,5	0,9900	0,975
14	0,015	307,00	1369,4	0,9900	0,998

8 DISCUSSÃO

O objetivo deste trabalho é a validação do modelo através de uma análise criteriosa dos resultados obtidos e da comparação com um ciclo real em operação. A modelagem dos componentes isolados, desenvolvida na primeira fase deste trabalho, trouxe resultados satisfatórios, porém insuficientes ao se fechar o ciclo, havendo a necessidade de uma série de aprimoramentos.

A maior dificuldade encontrada ao se modelar o ciclo é encontrar um equilíbrio entre o número de equações necessárias e o número de incógnitas, o que se traduz em evitar equações redundantes, que pode ser particularmente complicado num ciclo que se divide em duas malhas, como o caso estudado, e impor uma quantidade suficiente de parâmetros iniciais.

Um outro problema está relacionado diretamente ao *software*: seus métodos de cálculo muitas vezes não são robustos o bastante para garantir a convergência das variáveis, a menos que antes tenham definido um bom chute inicial, e que mesmo assim muitas vezes não é suficiente. É comum rodar duas vezes um mesmo programa e encontrar resultados diferentes, ou mesmo ter sucesso na compilação das equações em uma vez e não em outra.

Isto, em última instância, prejudica os resultados, sendo portanto um ponto fraco da modelagem. Entretanto o modelo obtido se mostrou razoavelmente estável, e seus resultados puderam então ser usados para análise e comparação.

O primeiro programa, simula um ciclo padrão com temperaturas de evaporação e condensação pré-fixadas, bem como carga térmica a ser retirada. Algumas propriedades ao longo do ciclo também precisaram ser arbitradas, em conformidade com valores comumente encontrados, para que se pudessem determinar os estados termodinâmicos dos pontos observados.

Os resultados obtidos, ou seja, as propriedades termodinâmicas nos pontos de observação, as quantidades de calor trocadas nos componentes, vazões, composições e, principalmente, o COP se mostraram coerentes com os valores esperados, com base no conhecimento de outros ciclos.

Traçando os diagramas é possível visualizar a ocorrência dos processos, especialmente a condensação e a evaporação, o que contribui para a análise dos resultados. Com isso o modelo se mostra pronto para a próxima etapa de sua validação, a comparação com um ciclo real.

Esta comparação é, essencialmente, uma verificação da capacidade do modelo de simular os parâmetros de um sistema em operação de forma coerente. Uma vez encontrado um catálogo de um equipamento que opere segundo um ciclo semelhante ao estudado, espera-se que as condições de operação do sistema aplicadas ao modelo tragam como resultado estados termodinâmicos e valores de trocas de calor coerentes com os valores de ciclos reais.

E de fato, aplicando os parâmetros do Cooltec5 no modelo os valores encontrados foram bastante próximos do esperado, inclusive resultando num valor para o COP muito próximo ao divulgado no catálogo.

9 CONCLUSÃO

Os resultados e os diagramas obtidos estão em conformidade com o esperado, qualitativa e quantitativamente. A comparação com um ciclo real mostrou valores muito próximos do real, e, embora se tratando de um modelo simplificado, seu uso é viável, por exemplo, a título de pré-dimensionamento.

A ferramenta utilizada, o *software* EES, apesar de sua instabilidade em diversas situações, mostrou-se adequada para o tipo de abordagem feita, sendo mais recomendada que outras similares para este trabalho devido às suas rotinas de cálculo integradas, de grande utilidade para problemas de Termodinâmica e em especial para o estudo deste problema e por sua simplicidade, tanto de linguagem, como de operação.

Conclui-se que este modelo ainda pode ser aprimorado, ganhando complexidade para modelar ciclos de duplo efeito e/ou com troca de calor entre absorvedor e gerador, podendo então ser usado inclusive para projeto de sistemas. Uma ligação deste modelo com um *software* de cálculo de carga térmica, por exemplo, poderia ser uma valiosa ferramenta em projetos para conforto térmico de edificações.

10 REFERÊNCIAS

THRELKELD, J. L.; RAMSEY, J. W.; KUEHN, T. H.. **Thermal Environmental Engineering**, 3a. ed. Prentice-Hall, Upper Saddle River, EUA, 1998.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W.. **Refrigeração e Ar Condicionado**, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M.. **Refrigeração Industrial**, Edgard Blücher, São Paulo, 2002.

VAN WYLEN, J. G.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E.. **Fundamentos da Termodinâmica**, tradução da 5a. ed. Americana, Edgard Blücher, São Paulo, 2002.

HEROLD, K.E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A.; **Absorption Chillers and Heat Pumps**, CRC Press, New York, 1995.

ASHRAE Journal, April 2002, ASHRAE, New York.

ROBUR. Disponível em <<http://www.robur.com>>. Acessado em abril de 2005.

COOLING TECHNOLOGIES. Disponível em <<http://www.coolingtechnologies.com>>. Acessado em novembro de 2005.

YORK. Disponível em <<http://www.york.com>>. Acessado em junho de 2005.

CARRIER. Disponível em <<http://www.carrier.com>>. Acessado em agosto de 2005.

11 ANEXOS

Cooltec5™ GAS FIRED COOLING



General Description

The Cooltec5™ is designed to provide comfort cooling in residential and commercial buildings, as well as process cooling for commercial and industrial applications. It is a self-contained, air-cooled, natural or propane gas-fired chiller approved for outdoor installation. The Cooling Technologies family of products utilize proprietary heat recovery technology to provide the highest operating efficiency in this size range. The Cooltec5™ is the first product of its type to earn the UL Listing and represents the future of absorption cooling.

Cooltec5 Features

- Highest GAX efficiency
- 0.68+ Coefficient of performance (COP)
- Proprietary heat exchangers
- TEV for higher efficiency at all ambient conditions
- Multi-speed condenser fan for variable loads
- Spark ignition
- Unique Lo-NOx power burner (<25 PPM)
- Closed water loop (pump optional)

Chiller Dimensions

Air-Cooled Coil Side		
A	B	C
A - Height	57 in.	1.44 m
B - Depth	34 in.	0.86 m
C - Width	55 in.	1.39 m
3 in. level concrete pad		

Performance Specifications

Description

Delivered cooling capacity in BTU/Hour at standard ARI condition of 95°F ambient	60,100	(17.6 Kw)
Gas input at BTU/Hour	89,000	(26.1 Kw)
Condenser air flow in CFM	7,000	(200 m³/min)

Chilled Water Data

Description

Return water temperature	55 °F	(12.8 °C)
Supply water temperature	45 °F	(7.2 °C)
Chilled water flow (GPM)	12.0 Gpm	(45.4 Lpm)
Internal pressure drop in feet of water	20.0 ft	(6.1 m)
Unit chilled water volume in gallons	2.5 gal	(9.5 Liters)
Maximum external pressure drop for unit mounted water pump	25 ft	(7.6 m)

Electrical Specifications

Description

Electrical power requirements (60 Hz, single phase)	208/230V	
Condenser fan motor HP	1/3 (2)	(.223 KW (x2))
Refrigerant circuit pump motor HP	1/2	(.372 KW)
Internal water pump HP (optional)	1/3	(.223 KW)
Total cooling operating KW consumption	1.3	
Minimum circuit ampacity (MCA)	15	
Electrical connections, utility plate diameter	7/8 in	(2.22 cm)
Size of time delay fuses (field supplied) /quantity	15 Amp/2 fuses	

Piping Connections/Physical Data

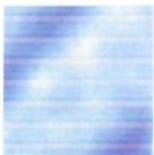
Description

Chilled water supply/return, FPT	1 1/4 in	(3.2 cm)
Gas inlet, FPT	1/2 in	(1.27 cm)
Electrical knockouts	7/8 in	(2.22 cm)
Shipping weight	1100 lbs	(500 Kg)
Operating weight	1050 lbs	(476 Kg)
Overall height	57 in	(1.44 m)
Overall depth	34 in	(.67 m)
Overall width	55 in	(1.40 m)
Refrigerant type	R-717	

* Specifications are subject to change and periodic updates.

Cooling Technologies, Inc.





Benefits

Operational Benefits

- Operating savings; gas vs. electric rates
- Reduced demand charges
- Simplified zone control (chilled water loop)
- Modulated multi-unit operation
- Low power requirement (.27 kw/ton)
- Ideal for peak-shaving applications
- Integrates to building control systems
- No capacity loss over time

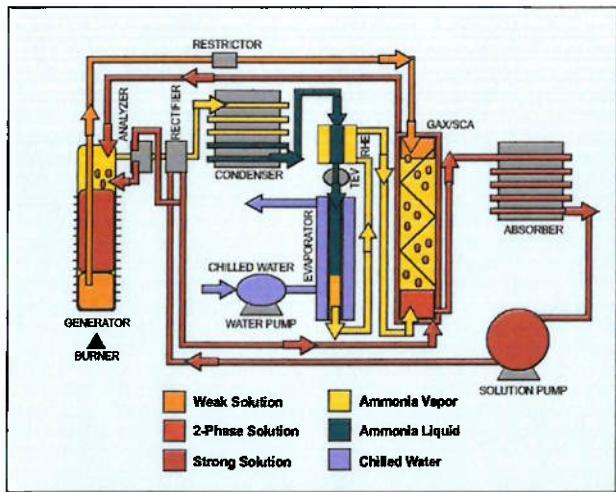
Service Benefits

- Easy service access
- High quality and reliability
- Sealed systems; few moving parts
- Reduced service costs; no compressor unit
- Reduced maintenance costs; no cooling tower

Installation Benefits

- Self contained, air-cooled package
- No cooling tower required
- Eliminates machinery room
- Minimizes roof penetrations
- No three-phase power required
- Single point utility connection
- Ideal for renovation projects

GAX Absorption Cycle



Features

Standard Features

- UL listed for safety
- UL listed for natural or propane gas
- Environmentally sensitive
 - R-717 (ammonia) refrigerant
 - No CFC's, HCFC's, or HCF's
- Thermal expansion valve (TEV) for improved efficiency at all ambient conditions
- Unique power burner system
 - Direct spark ignition
 - Low NOX (<25 ppm)
 - Variable speed combustion fan
- Condenser fans
 - Multi-speed motors match ambient and load conditions
 - High efficiency, low noise, composite fan blades
- Pre-cooler for improved performance at high and low ambient conditions
- Chiller base elevates unit above ground
 - Air circulation, moisture control
 - Four (4) side fork lift access
 - Direct installation on pad or roof stringers
- Unit mounted vibration isolation for solution pump
- Unit mounted chilled water strainer
- Unit mounted chilled water circuit air bleed
- Easy access for cleaning condenser/absorber air coil

Optional Features

- Factory installed and wired chilled water pump (1/3 HP)
- Factory installed chilled water expansion tank
- Factory installed and wired hot water boiler
- Factory mounted, piped and wired multiple chiller arrays (Coolpak™) in 5RT increments from 10-30RT

Product Summary

- Thermally activated
- Uses reliable and plentiful natural or propane gas
- No CFC's or HCFC's for cooling
- Flexible – adapts easily to many applications
- Low noise level
- Low operating costs
- Low maintenance costs
- Low installation costs
- Long product life
- Lowest total life cycle costs



ABSORPTION AIR CONDITIONING EQUIPMENT
8TX8

Cooling Technologies, Inc.

333 14th Street
Toledo, OH 43624

p 419.536.9006
f 419.724.9007

info@coolingtechnologies.com
www.coolingtechnologies.com

B2-095