3
Modelagem da refrigeração por absorção

3.1
Introdução

No capítulo anterior foi analisado esquema de cogeração hipotético que incluía um *chiller* de absorção para a produção de água gelada a partir do calor de rejeito dos motores térmicos distintos. No presente capítulo é estudado um *chiller* de absorção real, o qual está sendo testado como parte do projeto DORAGEX (Pereira, 2006b), e que encontra diversas aplicações, inclusive em plataformas *offshore*.

A refrigeração por absorção é particularmente atrativa quando os aspectos ambientais possuem um peso importante na seleção do equipamento. Neste tipo de ciclo, empregam-se fluidos de trabalho com baixo impacto ambiental, e a potência elétrica requerida para seu funcionamento (pela bomba da solução) é menor que 1% da capacidade de refrigeração. Estes fatos contrastam com os *chillers* de compressão de vapor os quais usam, em sua maioria, fluidos que contribuem para a destruição da capa de ozônio e a potência elétrica consumida representa entre 20 e 50% da capacidade de refrigeração (Gordon e Ng, 1993). Embora os *chillers* por compressão de vapor sejam a vasta maioria da capacidade instalada de refrigeração, os *chillers* de absorção representam uma importante opção, em especial quando há disponibilidade de alguma fonte de calor de baixa temperatura ou quando existe abundância de gás natural (Gordon e Ng, 1993), como pode ser o caso de uma plataforma para extração de petróleo. O calor para o acionamento dos *chillers* de absorção pode ser proveniente de diversos tipos de fontes como: calor de rejeito de plantas térmicas, coletores solares, combustão, entre outras.

O ciclo básico de refrigeração por absorção, figura 27, envolve cinco componentes fundamentais: gerador, absorvedor, condensador, evaporador e bomba. Os fluidos de trabalho mais usados são misturas de brometo de lítio-água e amônia-água (Ziegler e Riesch, 1993). O calor fornecido ao gerador, usualmente

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

por meio de gás produto da combustão ou de um fluxo de água quente ou de vapor (via trocador de calor), transforma em vapor parte do componente mais volátil da solução. Simultaneamente, no absorvedor, ocorre o processo inverso. O condensador e o evaporador têm a mesma função que nos sistemas de compressão de vapor. A bomba garante a circulação através dos trocadores e aumenta a pressão do líquido desde pressão de evaporação até a de condensação.

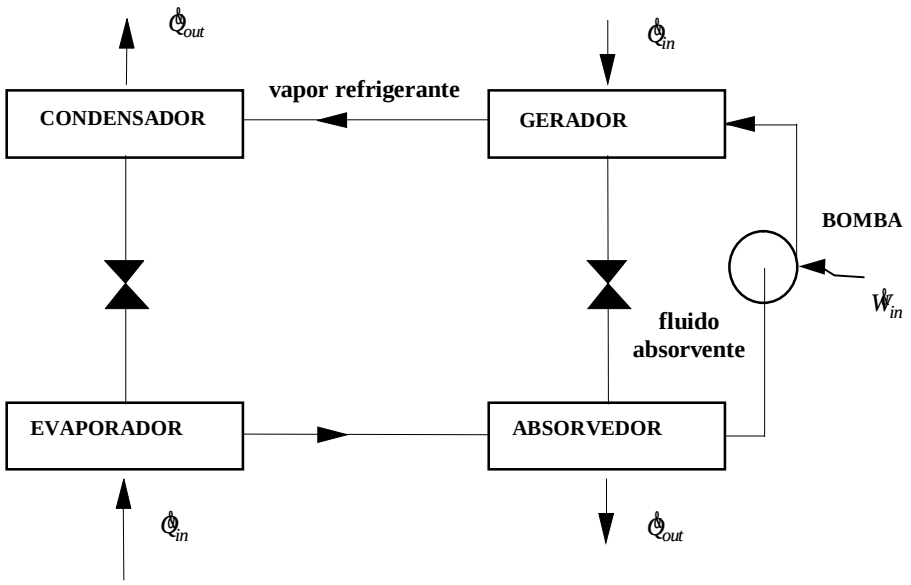

Figura 27. Ciclo básico de absorção

3.1.1
Justificativa

O projeto DORAGEX (Pereira, 2006b) propõe a construção de protótipos tipos de sistemas de refrigeração por absorção movidos a gases quentes. Além disto, tem como objetivo a produção de um aplicativo computacional para a simulação, projeto e otimização destes equipamentos.

Como parte do projeto DORAGEX, foram importadas três unidades de fabricação italiana marca Robur, (Robur, 2005) . Estas estão sendo submetidas a testes, engenharia reversa e simulação. Uma delas encontra-se no Laboratório de Refrigeração e Aquecimento da PUC-Rio, em processo de preparação para a partida inicial. Na atualidade, encontra-se disponível para análise um conjunto de

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

dados (Pereira, 2006b), resultado das medições feitas pela equipe do Laboratório de Máquinas Hidráulicas da Universidade Federal de Paraná.

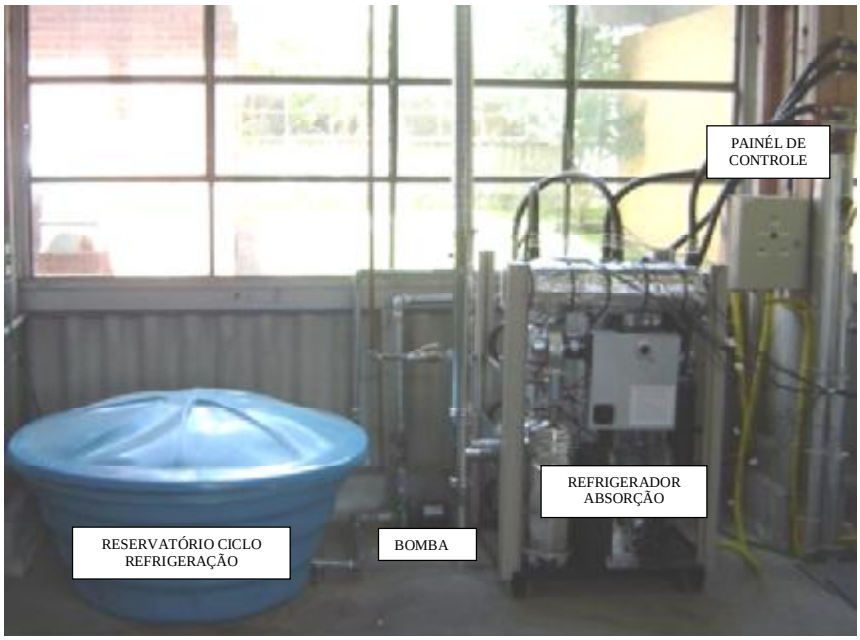

Figura 28. Instalação do refrigerador por absorção na UFPR

Os objetivos do presente capítulo inserem-se naqueles propostos pelo projeto DORAGEX e são descritos a seguir.

3.1.2 Objetivos

O objetivo geral de este capítulo é caracterizar as unidades de refrigeração por absorção que são objeto de estudo na primeira etapa do projeto DORAGEX.

Para alcançar o mesmo propuseram-se os seguintes objetivos específicos.

1. Levantar as características físicas e nominais do equipamento, elaborar o esquema de operação e definir o ciclo termodinâmico.
2. Elaborar o modelo matemático característico do equipamento ROBUR modelo GAHP-W (refrigerador por absorção).
3. Adaptar o modelo para reproduzir as condições de operação do conjunto dos dados experimentais obtidos por Pereira (2006b).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

4. Determinar, por meio da simulação, a influência dos principais parâmetros de operação no desempenho do equipamento estudado.

3.2
Revisão Bibliográfica

O sistema de absorção água-amônia é um dos mais antigos métodos de refrigeração. Amônia é utilizada como refrigerante e a água, como absorvente. O sistema pode ser usado em qualquer aplicação onde a amônia seja o refrigerante apropriado. Os fundamentos da refrigeração por absorção aparecem descritos por autores clássicos da engenharia, como Perry et al (1975) e Faires e Simmang (1978).

A modelagem e a simulação da refrigeração por absorção têm sido amplamente abordadas na literatura. Os temas mais tratados são os fatores que influem no desempenho de tais sistemas e a otimização dos mesmos. Os trabalhos de análise de ciclos de absorção agrupam-se entre aqueles que fazem uma análise baseada na Primeira Lei da Termodinâmica e os que abordam sob a ótica da Segunda Lei, incluídas aí as análises termoeconômicas. Estes dois grandes grupos subdividem-se em modelos fundamentais, empíricos e semi-empíricos. Alguns artigos baseiam-se em soluções gráficas, enquanto que, com o advento da computação numérica, os modelos recentes baseiam-se nesta última.

No primeiro grupo, para sistemas de diferentes configurações e graus de complexidade, destacam-se Misra et al (2006), Chua et al (2000), Patnaik e Perez-Blanco (1993), Fernández-Seara et al (2002) os quais apresentam análises recentes da transferência de calor e massa nos processos de destilação dos sistemas de refrigeração por absorção.

Os ciclos baseados nos processos de absorção e dessabsorção da mistura água-amônia têm sido amplamente estudados e apresentados em livros de texto. Threlkeld (1970) utiliza uma solução gráfica baseada nos diagramas pressão vs entalpia da solução água-amônia. Perry (1997) apresenta uma profunda caracterização dos processos e equipamentos envolvidos na refrigeração por absorção. Na simulação dos ciclos destacam-se os trabalhos de Grossman e co-

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

autores (1983, 1984 e 2001) que desenvolveram o ABSIM, programa que constitui uma ferramenta de avaliação para sistemas de absorção em diferentes configurações e diferentes fluidos de trabalho, amplamente usado nas pesquisas sobre o tema.

Outro aspecto amplamente abordado é o referente às particularidades dos elementos mais complexos que intervêm nos ciclos de absorção: o absorvedor e o gerador. Murphree (1925) propôs uma definição para a eficiência de prato, a qual tem sido a mais amplamente adotada. Modelos com vários graus de complexidade têm sido desenvolvidos para absorvedores de película descendente (*falling-film absorbers*), os quais são discutidos em detalhe no trabalho de Killon e Garimella (2001). Grossman (1983) resolveu analiticamente as equações de difusão em absorvedores de película descendente. Ibrahim e Vinnicombe (1993) apresentaram um modelo numérico baseado no método de diferencias finitas para absorvedores em contracorrente. Patnaik e Perez-Blanco (1993) desenvolveram uma aproximação para tratar estes equipamentos como trocadores de calor e massa em contracorrente. Conlisk (1993) apresentou um procedimento de desenho para absorvedores. Bogart (1981) apontou os efeitos negativos da presença de água no vapor refrigerante. Ele usou um modelo simples do estado de equilíbrio, baseado no método de Ponchon, para determinar a quantidade teórica de pratos requerida para uma separação específica. O afastamento das condições de equilíbrio para cada estágio é normalmente contabilizado pela eficiência de prato, a qual é geralmente considerada igual para todos os eles. Modelos mais recentes, para colunas de enchimento, consideram a resistência à transferência de calor e massa das fases líquido e vapor. Nestes modelos a coluna é dividida em seções onde são aplicados os balanços de massa e energia (Krishnamurthy e Taylor, 1985) ou utilizam-se equações diferenciais que são resolvidas por métodos numéricos (Feinthuch e Treybal, 1978)

Estes são exemplos recentes do esforço crescente de se melhor caracterizar processos e componentes presentes no ciclo de refrigeração por absorção.

No grupo de trabalhos baseados na segunda lei da Termodinâmica, os trabalhos vão desde a determinação das irreversibilidades internas (Ng et al, 1997 e Morejón e Brum, 2001), das equações de geração de entropia para cada componente e da minimização da mesma (Chua et al, 2000), até estudos que usam a teoria do custo exergético para determinar os custos monetários de cada um dos

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

elementos e fluidos de trabalho que compõem os sistemas (Misra e Grupta, 2006). As análises de acordo com a Segunda Lei têm sido aplicadas de diversas formas. Podem-se, também, citar os importantes trabalhos de Tsatsaronis (1997) e Bejan et al (1995).

Vargas e Bejan, (2000) utilizaram o ciclo de refrigeração por absorção para demonstrar a alocação ótima das áreas dos trocadores de calor. Bejan (1996) introduziu o método conhecido pelo nome genérico de minimização da geração de entropia e o aplicou para o ciclo de refrigeração por absorção. Rademarcher (1996), por outro lado, apresenta uma análise completa começando pelos balanços de massa e energia e concluindo com a determinação da geração de entropia para diversos esquemas e vários pares de absorção.

Um grupo importante de trabalhos está relacionado com os processos de transferência de massa e de calor que ocorrem nos ciclos de absorção. Choudhury et al. (1993) desenvolveram um modelo numérico para escoamento em tubos horizontais. Estes modelos consideram o escoamento de película descendente na região de escoamento laminar. Grossman e Heath (1984) e Yuksel e Schlunder (1987) desenvolveram modelos numéricos para analisar a transferência de calor e massa em película decadente turbulenta, que posteriormente foram comparados com dados experimentais, obtendo-se bons resultados. Raisul et al. (2003) desenvolveram um modelo para o fluido na região laminar e acharam expressões para a transferência de calor e massa em absorvedores tubulares verticais a partir de dados experimentais. Uma análise teórica do ciclo de refrigeração por absorção operando em regime transiente e a simulação do mesmo foi apresentada por Morejón (2001).

Diversas configurações dos ciclos de absorção são analisadas. Trabalhos como o de Pohl e Grossman, (1998) abordam ciclos abertos e semi-abertos e de Joudi e Lafta (2001), estudam ciclos simples.

O presente trabalho apresenta um modelo matemático baseado em equações fundamentais que descrevem o comportamento de um ciclo de simples estágio, com regenerações internas, que emprega uma mistura água-amônia como fluido de trabalho. Pereira (2006b) apresenta uma análise experimental do sistema Robur, modelo GAHP-W, levantando pontos experimentais resultantes da medição da vazão e a temperatura para os produtos água fria e água quente. No seu trabalho avaliam-se os desempenhos baseados na primeira e segunda lei e

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

determinam-se os pontos ótimos das vazões para as taxas máximas de frio e calor produzidos. Ditos resultados experimentais, são usados no presente trabalho como base da simulação.

3.3
Descrição do sistema de refrigeração por absorção

O presente trabalho caracteriza um sistema de absorção de simples estágio com regenerações internas, que usa uma mistura água-amônia como fluido de trabalho. A partir da queima de combustível gasoso (gás natural ou GLP) produz água gelada (ou solução água-etilenoglicol) no evaporador e água quente no conjunto condensador-absorvedor.

O equipamento a ser modelado é um refrigerador com ciclo de absorção de fabricação italiana, marca Robur de 5 TR, cujas características particulares são listadas a seguir (Robur, 2005).

- Descreve um ciclo de absorção de simples estágio com uma mistura água-amônia como fluido de trabalho.
- Uso de combustível gasoso.
- Sistema composto por gerador, retificador, pré-absorvedor em conjunto com o condensador, absorvedor, bomba da solução, evaporador, trocador refrigerante entre as linhas à saída do evaporador e do condensador e dispositivos de expansão.
- Pré-aquecimento da solução forte no retificador e no pré-absorvedor.
- Produção simultânea de solução gelada à temperatura de 7°C no evaporador e água quente a 50°C através da recuperação de calor no conjunto condensador-absorvedor.
- Três pressões de trabalho: entre as pressões de condensação e evaporação há uma expansão intermediária.

Os dados nominais específicos do modelo GAHP-W aparecem na tabela 2.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Tabela 2. Dados nominais do Robur, modelo GAHP-W (Robur, 2005).

Desempenho Nominal	U/M	Valores
Capacidade de refrigeração	kW	13,5[1]
Capacidade de aquecimento	kW	35,0
ΔT na solução gelada	°C	5
ΔT na água quente	°C	10
Vazão de água no evaporador	m^3/h	2,0-4,0
Vazão de água no condensador	m^3/h	1,4-5,0
Taxa de calor subministrado	kW	28,0
Consumo nominal de gás (gás natural com 37,76MJ/m^3 de capacidade calorífica)	m^3/h	2,70
Potência elétrica requerida	W	540

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.3.1
Ciclo termodinâmico.

A seguir, a figura 29 mostra o esquema do sistema a ser modelado, com os pontos significativos do ciclo de refrigeração, onde serão determinados os estados termodinâmicos e as correspondentes propriedades. Estes pontos são enumerados na e descritos na tabela 3.

O ciclo descrito pelo equipamento é descrito a seguir. Do evaporador vem o vapor de amônia (14), que entra no pré-absorvedor e se mistura com a solução fraca (6) que é resultado do processo de dessabsorção no gerador. A mistura resultante é a solução forte (15), que passa pelo absorvedor resfriado por água onde cede calor ao circuito de água quente, terminando o processo de absorção. Depois, a solução é bombeada até a pressão do gerador (estado 2), circula pelo retificador e absorve calor, resultando no estado 16. A seguir produz-se uma recirculação da solução forte no pré-absorvedor onde esta é aquecida ainda mais,

---

1 Para as seguintes condições de operação: variação na solução gelada de 10°C a 5°C, e na água quente de 40°C a 50°C.

até o estado 3 que é o ponto de alimentação do gerador. No gerador ocorre o processo de dessabsorção, onde o vapor de amônia (7) é separado da solução forte a qual se empobrece, dando como resultado a solução fraca (4) que, uma vez expandida no dispositivo de expansão, entra no pré-absorvedor para repetir o ciclo. Da sua parte, o vapor, no estado 7, entra no retificador onde é aumentada sua concentração pela condensação da água que até então continha. O resultado deste processo é o refluxo (8) o qual retorna ao gerador e o vapor de amônia (9) que entra no condensador. No condensador, dispositivos de expansão, trocador de regeneração interna e evaporador ocorrem processos idênticos aos das bombas de calor por compressão de vapor. Para encerrar o ciclo de absorção, o vapor de amônia no estado 14 entra no pré-absorvedor.

A figura 30 representa, esquematicamente, o ciclo termodinâmico do sistema, ressaltando os dois níveis de pressões fundamentais em que o sistema trabalha e, qualitativamente, os níveis de temperaturas. Também são representados os fluxos de energia trocada entre o sistema e o ambiente. Como se pode notar a partir da análise conjunta dos esquemas, dentre as particularidades do ciclo estão o pré-aquecimento da solução forte no retificador e a recirculação no pré-absorvedor, assim como a troca de calor entre os fluidos à saída do evaporador e do condensador no regenerador interno.

A tabela 3 apresenta os estados termodinâmicos do sistema.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

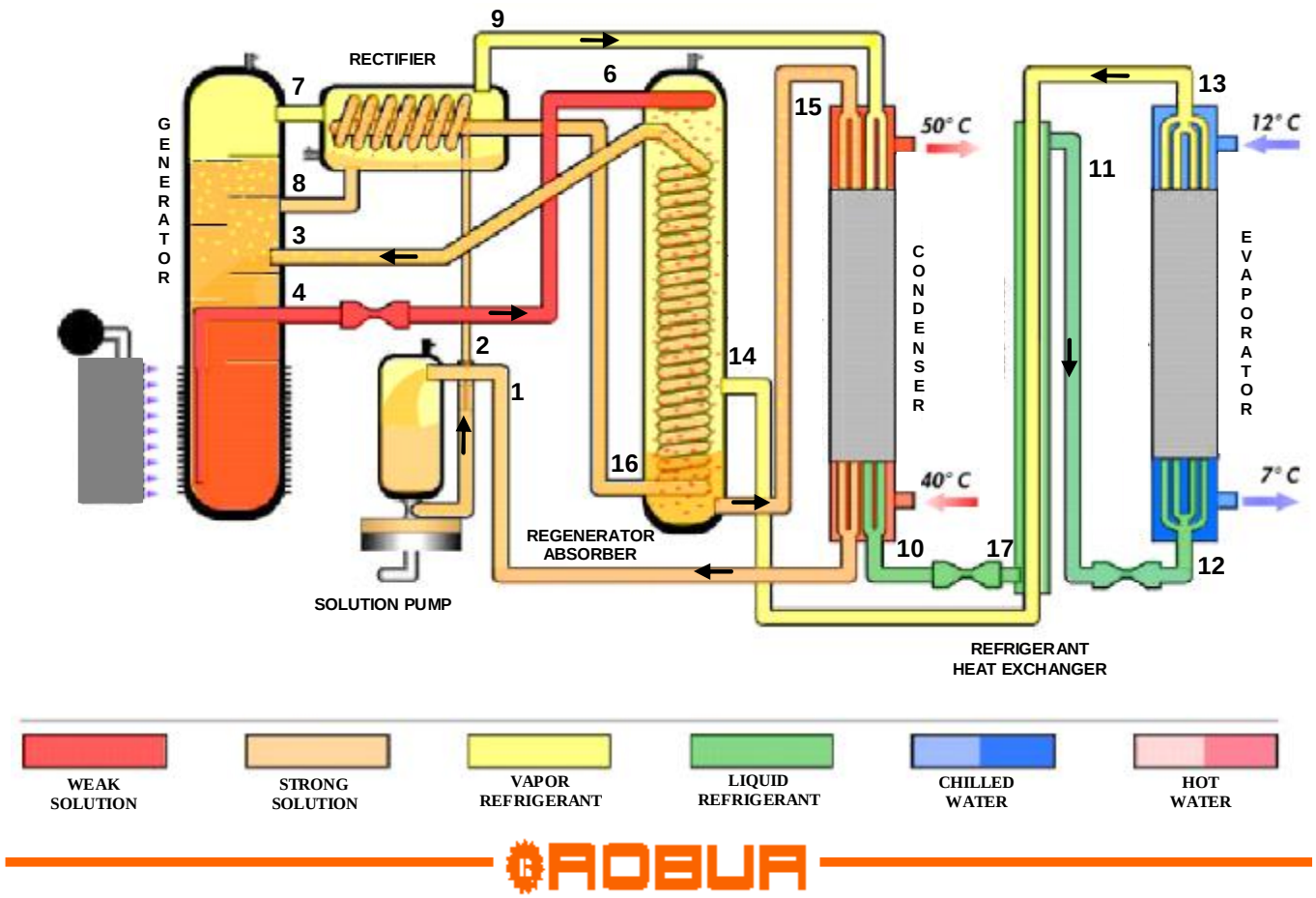

Figura 29 ROBUR. Esquema do modelo Robur GAHP-W operando de acordo com o ciclo de absorção de vapor. Fonte Robur, (2005)

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

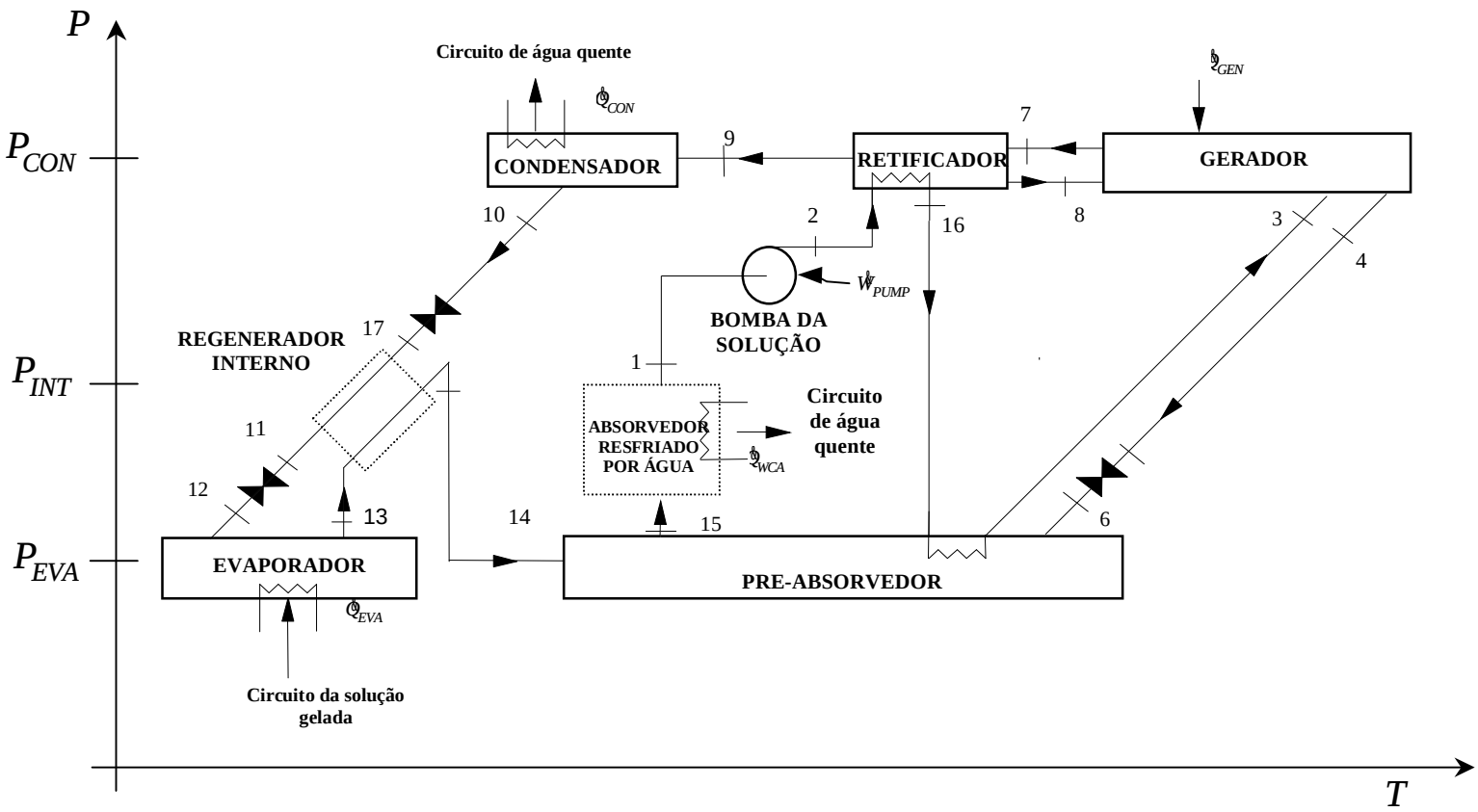

Figura 30 Esquema P - T do ciclo de absorção de vapor com pré-aquecimento da solução forte no retificador e recirculação no pré-absorvedor.

Tabela 3. Estados termodinâmicos do sistema.

Pontos	Substância	fase
1	Amônia + água (forte)	Líquido
2	Amônia + água (forte)	Líquido
3	Amônia + água (forte)	Líquido
4	Amônia + água (fraca)	Líquido
6	Amônia + água (fraca)	Líquido
7	Amônia quase pura	Vapor
8	Amônia + água (forte)	Líquido
9	Amônia	Vapor
10	Amônia	Líquido
11	Amônia	Líquido
12	Amônia	Líquido+Vapor
13	Amônia	Vapor
14	Amônia	Vapor superaquecido
15	Amônia + água (forte)	Líquido
16	Amônia + água (forte)	Líquido
17	Amônia	Líquido

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.4
Modelo Matemático

O modelo matemático apresentado a seguir é baseado em equações fundamentais, e consiste em equacionar, com parâmetros concentrados, os balanços de massa e energia para cada componente do sistema, levando em consideração as propriedades dos fluidos refrigerante e absorvente (equações de estado) e as equações relacionadas às taxas de transferência de calor e de massa. Adicionalmente, o modelo emprega o conceito de efetividade, de transferência de calor e de massa, para cada um dos trocadores de calor. Entende-se que esta abordagem simplifica o equacionamento dos trocadores, e é adequada por se situarem as efetividades entre zero e um. Isto em uma modelagem de sistemas onde pouco se conhece sobre a geometria e desempenho dos componentes.

Em todos os trocadores do sistema, exceto nos de refrigerante, ocorre transferência de massa além da transferência de calor. Um sistema de absorção tem a característica de os fluidos de trabalho serem misturas binárias. Em contraste com as substâncias puras, as misturas binárias não têm uma única temperatura de ebulição ou condensação para uma pressão dada. A temperatura de equilíbrio depende, também, da concentração dos componentes. Nestas condições, o diagrama entalpia-concentração mostra-se o mais útil diagrama de propriedades para misturas binárias.

A figura 31 apresenta o diagrama h-x para a mistura amônia-água. As linhas cheias representam os estados de saturação. A região de líquido está na parte inferior do diagrama, onde se mostram as linhas de líquido saturado para várias pressões, bem como as isotermas nesta região. Na região de vapor, as linhas de temperatura constante podem ser obtidas com o auxílio das linhas de construção, ao centro do diagrama. Na parte superior do diagrama, aparecem as curvas de vapor saturado.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

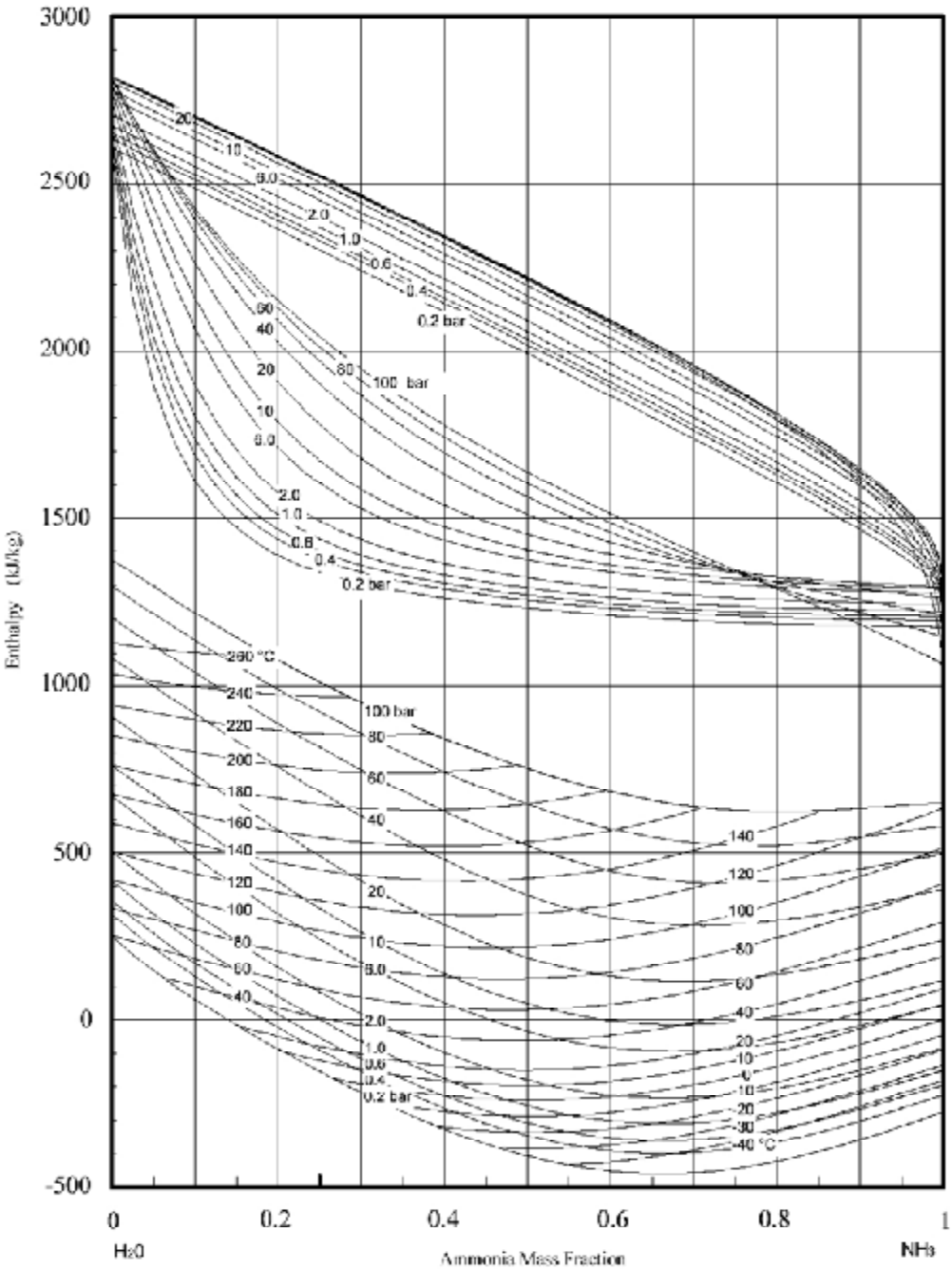

Figura 31. Plano h-x para a mistura amônia-água

3.4.1
Hipóteses simplificadoras

Na formulação do modelo as seguintes aproximações foram feitas:

i) Considera-se o funcionamento do sistema em regime permanente.

ii) O absorvente (água) não vaporiza no gerador; portanto só refrigerante puro (amônia) escoa entre evaporador e condensador.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

iii) Não são consideradas as quedas de pressão em equipamentos e tubulações.

iv) As irreversibilidades nos subsistemas são contabilizadas através de suas eficiências.

v) As propriedades da mistura água-amônia são determinadas por meio da biblioteca externa NH3H2O do programa EES (2004). A rotina de propriedades desta biblioteca baseia-se nas correlações descritas por Ibrahim e Klein (1993).

3.4.2
Determinação das pressões

Da hipótese (iii) da seção anterior, pode-se inferir que o sistema opera entre os dois níveis de pressões representadas no ciclo esquematizado na figura 30. Da mesma forma que nos ciclos de compressão de vapor, nos sistemas de absorção, as pressões de condensação e evaporação regem os níveis em que o ciclo trabalha. Adicionalmente, o sistema estudado possui um nível intermediário de pressão, para garantir nível de temperatura adequado à regeneração interna.

A seguir, mostram-se os modelos adotados no presente trabalho para a determinação das mesmas.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.4.2.1
Pressão de condensação

Considerou-se a pressão de condensação constante e igual à pressão de saturação da amônia a uma temperatura ΔT_{CON} superior à temperatura de entrada da água, isto é:

$$T_{CON} = T_{hw_{in}} + \Delta T_{CON} \tag{3.1}$$

$$P_{CON} = P_{sat}\left(T_{CON}\right) \tag{3.2}$$

Esta diferença, ΔT_{CON}, é dependente da vazão de água no condensador. Quando a vazão é mínima, a variação de temperatura é máxima visto que, nesta condição, baseado em evidência experimental (Parise, 1983), a pressão de condensação sobe. Supondo pequena a margem de variação da pressão de condensação, optou-se por uma variação linear conforme a seguir:

$$\Delta T_{CON} = \Delta T_{CON;\min} + \left(\frac{\dot{m}_{hw;\max} - \dot{m}_{hw}}{\dot{m}_{hw;\max} - \dot{m}_{hw;\min}} \right) \left(\Delta T_{CON;\max} - \Delta T_{CON;\min} \right) \tag{3.3}$$

3.4.2.2
Pressão de evaporação

Da mesma forma, estimou-se que a pressão de evaporação é constante e igual à pressão de saturação da amônia, a uma temperatura ΔT_{EVA} inferior à temperatura de entrada da água no evaporador, isto é:

$$T_{EVA} = T_{cw_{in}} - \Delta T_{EVA} \tag{3.4}$$

$$P_{EVA} = P_{sat}\left(T_{EVA}\right) \tag{3.5}$$

Porém, ao contrário do condensador, considerou-se que ΔT_{EVA} é função linear crescente da vazão de água no evaporador, como descreve a expressão seguinte:

$$\Delta T_{EVA} = \Delta T_{EVA;\max} + \left(\frac{\dot{m}_{cw;\max} - \dot{m}_{cw}}{\dot{m}_{cw;\max} - \dot{m}_{cw;\min}} \right) \left(\Delta T_{EVA;\max} - \Delta T_{EVA;\min} \right) \tag{3.6}$$

3.4.2.3
Pressão intermediária

No sistema em estudo, os dispositivos de expansão usados são orifícios calibrados. Para a análise dos mesmos estabeleceram-se as seguintes hipóteses.

vi) Para todas as condições de operação, o líquido encontra-se saturado na entrada dos orifícios.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

vii) Existe uma relação de proporcionalidade entre a pressão de condensação e a pressão intermediária.

A hipótese vii baseia-se nos resultados obtidos por Aaron e Domanski (1989, 1990) em pesquisa sobre o escoamento em orifícios calibrados. Demonstraram uma forte dependência da vazão mássica em relação à geometria (comprimento, diâmetro e chanfro de entrada e saída) e condições a montante (grau de sub-resfriamento e pressão). A vazão mássica real é dada pela vazão mássica de um orifício de referência, corrigida por três fatores que aparecem em ASHRAE (2006).

$$\dot{m} = \dot{m}_{ref} \Phi_1 \Phi_2 \Phi_3 \tag{3.7}$$

Os parâmetros Φ_1 e Φ_3 dependem da geometria de cada orifício, geometria esta que, obviamente, não variará com as condições de operação. Por outro lado, o parâmetro Φ_2 depende do grau de sub-resfriamento à entrada do orifício, o qual é suposto constante, segundo a hipótese (vi) .

Assim,

$$\frac{\dot{m}_{ref,baixa}}{\dot{m}_{ref,alta}} = \frac{\Phi_{1,alta}\Phi_{2,alta}\Phi_{3,alta}}{\Phi_{1,baixa}\Phi_{2,baixa}\Phi_{3,baixa}} = \Phi \tag{3.8}$$

onde Φ é uma constante.

Por outro lado, Aaron e Domanski (1989, 1990) estabeleceram a relação entre a vazão mássica de referência e a pressão de jusante, que pode ser aproximada por:

$$\dot{m}_{ref} = a\, P_{upstream}^{s} \tag{3.9}$$

onde o coeficiente a e o expoente s dependem do grau de sub-resfriamento. Ao supor o estado de líquido saturado à entrada de ambos os orifícios, ou, em outras palavras, considerando zero o grau de sub-resfriamento,

$$\dot{m}_{ref,alta} = a\, P_{CON}^{s} \tag{3.10}$$

$$\dot{m}_{ref,baixa} = a\, P_{INT}^{s} \tag{3.11}$$

A vazão mássica através de cada orifício é, por conservação de massa, a mesma. Portanto, das equações (3.10) e (3.11) tem-se:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$\frac{\dot{m}_{ref,alta}}{\dot{m}_{ref,baixa}} = \frac{P_{CON}^{S}}{P_{INT}^{S}} = \Phi^{-S} \tag{3.12}$$

Chega-se, desta forma, a uma relação simples entre a pressão de condensação e a intermediária, válida para todas as condições de operação, se atendidas as hipóteses estabelecidas.

$$P_{INT} = \Phi P_{CON} \tag{3.13}$$

onde Φ é um fator de relação de pressões.

A seguir detalham-se as equações e hipóteses adotadas para a modelagem de cada volume de controle do sistema.

3.4.3
Balanços de energia, massa e espécies dos volumes de controle

3.4.3.1
Ciclo de amônia

Os componentes do ciclo de amônia foram agrupados para análise pelo fato de aparecerem também nos sistemas por compressão de vapor e por operarem com uma concentração de amônia muito próxima de 1.

Este subsistema inclui o condensador, o evaporador, o regenerador interno e os dispositivos de expansão. O fluido refrigerante, vapor de amônia que vem do retificador, entra no condensador e se condensa, cedendo calor ao circuito de água quente. Já líquido, passa através do primeiro orifício calibrado, onde se expande até a pressão intermediária e logo troca calor no regenerador interno. Depois é estrangulado, no segundo orifício calibrado, até a pressão de evaporação e circula pelo evaporador, onde troca calor com o circuito de solução gelada, composto por uma mistura de água e etilenoglicol. O vapor circula, então, pelo regenerador interno onde aumenta a temperatura, para entrar no absorvedor.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.4.3.1.1
Condensador

As seguintes hipóteses foram adotadas para o condensador:

viii) O vapor à entrada no condensador está saturado à pressão de condensação.

ix) O calor específico da água é $c_{p_w} = 4{,}186 \frac{kJ}{kg.K}$ (Van Wylen et al, 1995)

O balanço de massa no condensador fornece:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \tag{3.14}$$

e o balanço da massa específica de amônia,

$$x_9 = x_{10} \tag{3.15}$$

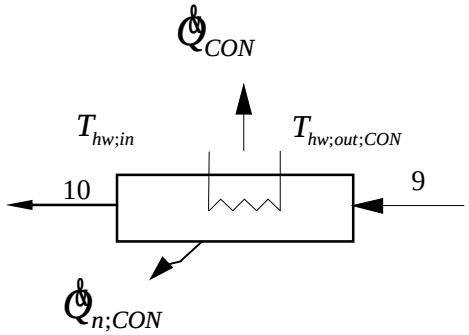

Figura 32. Volume de controle do Condensador.

Os balanços de energia no lado do refrigerante e no lado da água fornecem, respectivamente:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_9 \left(h_9 - h_{10} \right) \tag{3.16}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{hw} c_{p_w} \left(T_{hw;out,CON} - T_{hw;in} \right) - \dot{Q}_{n;CON} \tag{3.17}$$

Note-se que nem todo o calor cedido pela amônia vai para o circuito de água quente, pois uma parcela, $\dot{Q}_{n;CON}$, é liberada para o ambiente. Esta perda é determinada como sendo proporcional ao calor de condensação por um coeficiente de perdas do condensador, q_{CON}.

$$\dot{Q}_{n;CON} = q_{CON} \dot{Q}_{CON} \tag{3.18}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Note-se que a temperatura da água de saída do condensador é diferente da temperatura final de saída de água quente, devido ao fato de que o condensador e o absorvedor, resfriados por água, compartem a mesma vazão de água. Estimou-se que estão em série. Então, a água passa antes pelo condensador e depois pelo absorvedor, de onde sai a uma temperatura $T_{hw;out}$.

A equação de taxa de transferência de calor define a efetividade do condensador:

$$e_{h;CON} = \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{m}_{hw} c_{p_w} \left(T_9 - T_{hw;in} \right)} \tag{3.19}$$

Da hipótese de queda de pressão nula (iii) tem-se:

$$P_{10} = P_9 \tag{3.20}$$

Os dados de entrada são: concentração de amônia à entrada, x_9; vazão mássica de água quente, $\dot{m}_{hw}$; temperatura da água na entrada, $T_{hw;in}$, efetividade da troca de calor para o condensador, $e_{h;CON}$ e coeficiente de perdas do condensador, q_{CON}.

As propriedades dos pontos 9 e 10 se determinam:

$$h_9 = h\left(q = 1; P = P_{CON} \right) \tag{3.21}$$

$$s_9 = s\left(q = 1; P = P_{CON} \right) \tag{3.22}$$

Segundo a hipótese (*vi*), à saída do condensador o líquido está saturado, portanto:

$$T_{10} = T_{CON} \tag{3.23}$$

$$h_{10} = h\left(q = 0; P = P_{CON} \right) \tag{3.24}$$

$$s_{10} = s\left(q = 0; P = P_{CON} \right) \tag{3.25}$$

$$q_{10} = q\left(q = 0; P = P_{CON} \right) \tag{3.26}$$

3.4.3.1.2
Evaporador

O calor específico da mistura de água e etilenoglicol é determinado como:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$c_{pw;e} = mc_{p_e} + (1-m)c_{pw} \tag{3.27}$$

onde m é a concentração de etilenoglicol.

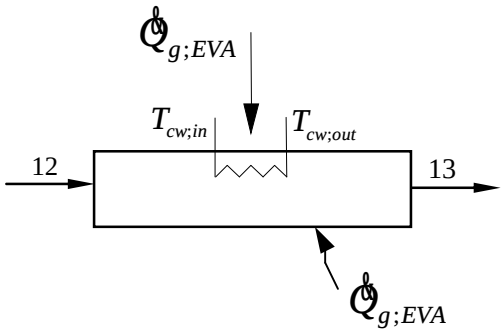

Figura 33 Volume de controle do Evaporador.

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \tag{3.28}$$

Balanço de amônia :

$$x_{12} = x_{13} \tag{3.29}$$

$$x_{13} = x_9 \tag{3.30}$$

Os balanços de energia no lado do refrigerante e da água fornecem, respectivamente:

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{12}\left(h_{13} - h_{12}\right) \tag{3.31}$$

$$\dot{Q}_{EVA} - \dot{Q}_{g;EVA} = \dot{m}_{cw} c_{p_{w;e}}\left(T_{cw;in} - T_{cw;out}\right) \tag{3.32}$$

A parcela $\dot{Q}_{g;EVA}$ representa o ganho de calor, do ambiente, no evaporador e é calculada como:

$$\dot{Q}_{g;EVA} = q_{EVA}\dot{Q}_{EVA} \tag{3.33}$$

x) Supõe-se que o ganho de calor depende da diferencia de temperatura entre o fluido frio a uma temperatura média $\overline{T}_{cw}$, e uma temperatura externa de referência.

$$q_{EVA} = q_{EVA;\max}\left(\frac{T_{ref} - \overline{T}_{cw}}{T_{ref} - T_{\min}}\right) \tag{3.34}$$

onde é a temperatura média na mistura de água-etilenoglicol é:

$$\overline{T}_{cw} = \frac{T_{cw;out} + T_{cw;in}}{2} \tag{3.35}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

A efetividade para o evaporador é dada por:

$$e_{h_{EVA}} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{m_{cw} c_{p_{w;e}} \left(T_{cw;in} - T_{12} \right)} \tag{3.36}$$

Equação da queda de pressão:

$$P_{13} = P_{EVA} \tag{3.37}$$

As propriedades do ponto 13 ficam determinadas como segue:

$$T_{13} = T\left(h = h_{13}; P = P_{13} \right) \tag{3.38}$$

$$q_{13} = q\left(h = h_{13}; P = P_{13} \right) \tag{3.39}$$

$$s_{13} = s\left(h = h_{13}; P = P_{13} \right) \tag{3.40}$$

Dados de entrada: vazão mássica de solução fria água-etilenoglicol, $\dot{m}_{cw}$; temperatura da solução na entrada, T_{cw}, efetividade da troca de calor para o condensador, $e_{h;EVA}$ e coeficiente máximo de perdas do evaporador, $q_{EVA;\max}$. Ademais, para a mistura de água-etilenoglicol tem-se que $c_{pe} = 2,391 \frac{kJ}{kg.K}$, $m = 0,25$ (Pereira, 2006b).

3.4.3.1.3
Regenerador interno

Neste trocador, o refrigerante que abandona o primeiro dispositivo de expansão é resfriado pelo superaquecimento do vapor oriundo do evaporador. Ao reduzir a entalpia do condensado e, portanto, a de entrada no evaporador, aumenta o efeito refrigerante da instalação.

As desvantagens da regeneração interna decorrem do fato do vapor entrar superaquecido no absorvedor levando a um aumento do calor de absorção e a um tamanho maior do mesmo. Além disto, o trocador introduz uma queda de pressão adicional e, conseqüentemente, ou uma maior pressão de evaporação ou uma menor temperatura de rejeição do calor no absorvedor, o que implica uma maior

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

temperatura requerida no gerador. Entretanto, o presente modelo não considerou queda de pressão em qualquer equipamento.

Quando a pureza do vapor que abandona o retificador não é muito alta (0,99 ou menor) a variação da temperatura associada à evaporação da água é excessiva, especialmente para altos títulos de vapor. Usa-se, por este motivo, o pré-resfriador de condensado para evaporar esta água (Radermacher, 1996). Desta forma, a entalpia específica do condensado é reduzida às custas do vapor que é aquecido à saída do evaporador, sendo todas as gotículas de água contidas evaporadas.

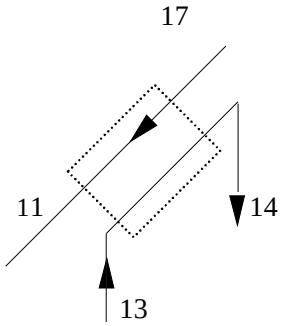

Figura 34 Regenerador interno

Considerou-se:

xi) Fluido quente saturado à saída do trocador, isto é

$$q_{11} = 0 \tag{3.41}$$

Os balanços de massa em ambas as correntes que atravessam o trocador é:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} \tag{3.42}$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{11} \tag{3.43}$$

Para a espécie amônia tem-se:

$$x_{14} = x_{13} \tag{3.44}$$

$$x_{13} = x_{9} \tag{3.45}$$

Os balanços de energia no lado frio e no lado quente do trocador são, respectivamente:

$$\dot{Q}_{RHE} = \dot{m}_{11}\left(h_{17} - h_{11}\right) \tag{3.46}$$

$$\dot{Q}_{RHE} = \dot{m}_{13}\left(h_{14} - h_{13}\right) \tag{3.47}$$

Da equação da troca de calor, define-se a efetividade para o regenerador interno:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$e_{h;RHE} = \frac{\dot{Q}_{RHE}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_{RHE}}{\left(\dot{m}c_p\right)_{min}\left(T_{17} - T_{13}\right)} \tag{3.48}$$

Equações da queda de pressão:

$$P_{11} = P_{17} \tag{3.49}$$

$$P_{14} = P_{13} \tag{3.50}$$

As propriedades dos pontos 9 e 10 são determinadas a partir de:

$$T_{14} = T\left(h = h_{14}; P = P_{14}\right) \tag{3.51}$$

$$q_{14} = q\left(h_{14}; P = P_{14}\right) \tag{3.52}$$

$$s_{14} = s\left(h = h_{14}; P = P_{14}\right) \tag{3.53}$$

Segundo a hipótese (*xi*), à saída do trocador o líquido está saturado. Portanto:

$$T_{11} = T_{sat}\left(P = P_{11}\right) \tag{3.54}$$

$$h_{11} = h\left(q = 0; P = P_{11}\right) \tag{3.55}$$

$$s_{11} = s\left(q = 0; P = P_{11}\right) \tag{3.56}$$

O dado de entrada seria a efetividade da troca de calor para o trocador, $e_{h;RHE}$.

3.4.3.1.4
Dispositivos de expansão

No sistema em estudo, os dispositivos de expansão usados são orifícios calibrados. O primeiro, está situado entre o condensador e o regenerador interno. Este provoca uma queda desde a pressão de condensação até a pressão do ponto 17, esta última denominada intermediária. O segundo orifício calibrado encontra-se entre o regenerador interno e o evaporador.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

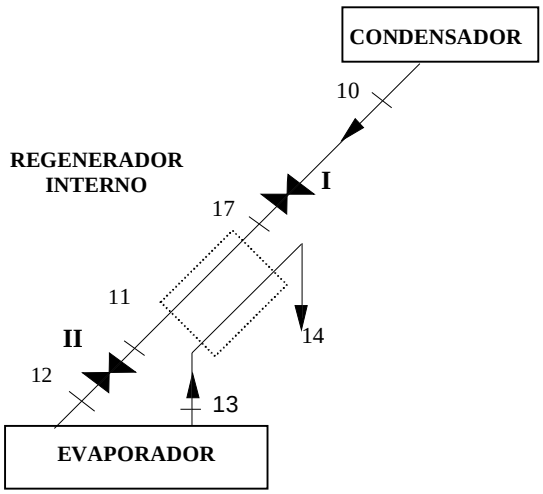

Figura 35. Dispositivos de expansão I e II.

Hipóteses:

xii) Expansão adiabática através dos dispositivos de expansão, resultando num processo a entalpia constante.

Os balanços de massa nos dispositivos de expansão fornecem:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{17} \tag{3.57}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \tag{3.58}$$

e os balanços da massa específica de amônia :

$$x_{10} = x_{17} \tag{3.59}$$

$$x_{11} = x_{12} \tag{3.60}$$

Como uma decorrência da hipótese xii tem-se:

$$h_{10} = h_{17} \tag{3.61}$$

$$h_{11} = h_{12} \tag{3.62}$$

Dado de entrada: fator de relação de pressões Φ, definido pela equação (3.13).

Com a pressão intermediária determinada pela equação (3.13) e a pressão de saída do primeiro orifício calibrado, as propriedades do ponto 17 são determinadas por:

$$T_{17} = T\left(h = h_{17}; P = P_{INT}\right) \tag{3.63}$$

$$q_{17} = q\left(h = h_{17}; P = P_{INT}\right) \tag{3.64}$$

$$s_{17} = s\left(h = h_{17}; P = P_{INT}\right) \tag{3.65}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Para o ponto 12:

$$q_{12} = q\left(h = h_{12}; P = P_{EVA}\right) \tag{3.66}$$

$$s_{12} = s\left(h = h_{12}; P = P_{EVA}\right) \tag{3.67}$$

No diagrama P-h os processos descritos acima são representados, apenas por um ponto, devido a que tanto a pressão quanto a entalpia do estado de entrada são consideradas constantes para o estado de saída.

3.4.3.2
Compressor térmico

Na seção 3.4.3.1 foram analisados os processos percorridos pela amônia de alta pureza, produzida no subsistema que será denominado como compressor térmico. Este subsistema inclui o absorvedor resfriado pela solução forte (pré-absorvedor), o absorvedor resfriado por água, a bomba, o retificador e o gerador. Estes equipamentos, como se verá mais adiante, têm uma forte interligação. O vapor de amônia, que vem do evaporador, entra no absorvedor, onde se mistura com a solução fraca que vem do gerador, para produzir a solução forte que posteriormente será bombeada, circulada pelo retificador e re-circulada pela serpentina do absorvedor, para entrar pré-aquecida no gerador. Neste último, gera-se o vapor de amônia que entrará no condensador para completar o ciclo da amônia.

A seguir explicam-se detalhadamente os processos físicos que ocorrem em cada volume de controle do subsistema e as equações que os caracterizam.

3.4.3.2.1
Processo de absorção

O esquema estudado caracteriza-se por realizar a absorção em duas etapas: primeiro no absorvedor-regenerador e, depois, no absorvedor resfriado pelo circuito externo de água quente.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.4.3.2.1.1
Absorvedor-regenerador ou pré-absorvedor

No absorvedor-regenerador, o vapor proveniente do evaporador é transferido para dentro da solução fraca. Este subsistema apresenta, ademais, recirculação da solução forte, re-entrando depois de ter passado pelo retificador. A solução é pré-aquecida pela redução de calor no absorvedor.

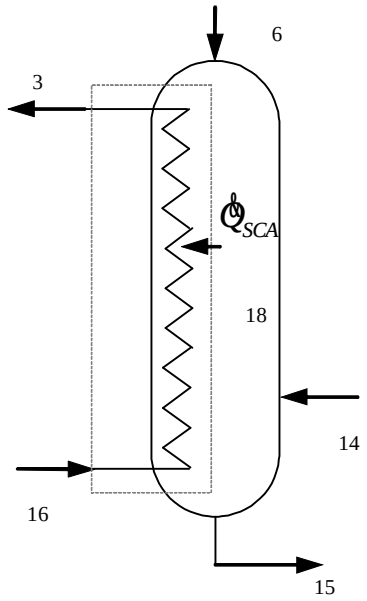

Figura 36. Absorvedor regenerativo

Hipóteses:

xiii) O vapor à entrada do pré-absorvedor está na mesma pressão do líquido, porem não estará necessariamente em equilíbrio com ele.

xiv) Pressão constante e igual à pressão do evaporador.

xv) Acontece primeiro a mistura adiabática (ponto 18) e, depois, o aquecimento da solução.

O balanço de massa global está dado por:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \tag{3.68}$$

e da espécie amônia, por:

$$\dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{14} x_{14} = \dot{m}_{15} x_{15} \tag{3.69}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

A equação de conservação da energia no lado da carcaça fica:

$$\dot{Q}_{SCA} = \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{6}h_{6} - \dot{m}_{14}h_{14} \tag{3.70}$$

e no interior da serpentina:

$$\dot{Q}_{SCA} = \dot{m}_{3}h_{3} - \dot{m}_{16}h_{16} \tag{3.71}$$

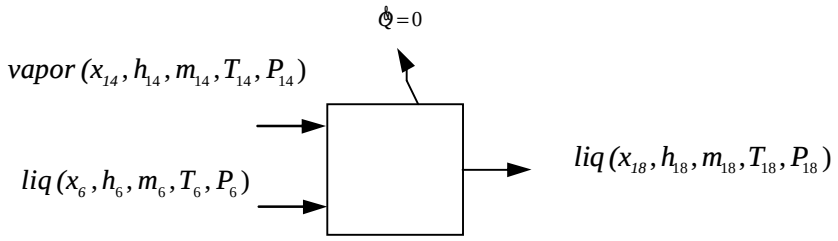

Figura 37. Mistura adiabática pelo lado da carcaça.

Processo de transferência de calor e de massa;

O absorvedor é, essencialmente, um dispositivo de transferência de calor e massa. Para complementar a modelagem é preciso usar os conceitos de efetividade de transferência de massa e efetividade de transferência de calor como os abordados por Islam e Wijeysundera (2006) e Patnaik e Perez-Blanco (1993).

Neste equipamento acontecem três processos simultâneos: (I) mistura da solução fraca com o vapor proveniente do evaporador, (II) troca de calor com a serpentina e (III) transferência de massa ou enriquecimento da solução.

Para efeitos da análise considera-se o processo de mistura adiabática separadamente (ver figuras 37 e 38) obtendo-se as seguintes equações a partir dos balanços de massa global, de amônia e de energia:

$$\dot{m}_{6} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{18} \tag{3.72}$$

$$\dot{m}_{6}x_{6} + \dot{m}_{14}x_{14} = \dot{m}_{18}x_{18} \tag{3.73}$$

$$\dot{m}_{6}h_{6} + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{18}h_{18} \tag{3.74}$$

A máxima taxa de absorção de massa, para um arranjo em contracorrente, ocorrerá num dispositivo ideal onde a solução é resfriada até a temperatura de entrada do fluido refrigerante do absorvedor (no presente caso a solução forte no interior da serpentina). A concentração da solução forte atingirá, então, a concentração de equilíbrio correspondente à temperatura antes mencionada. A transferência de calor máxima também ocorreria sob tais condições (Patnaik e Perez-Blanco, 1993).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

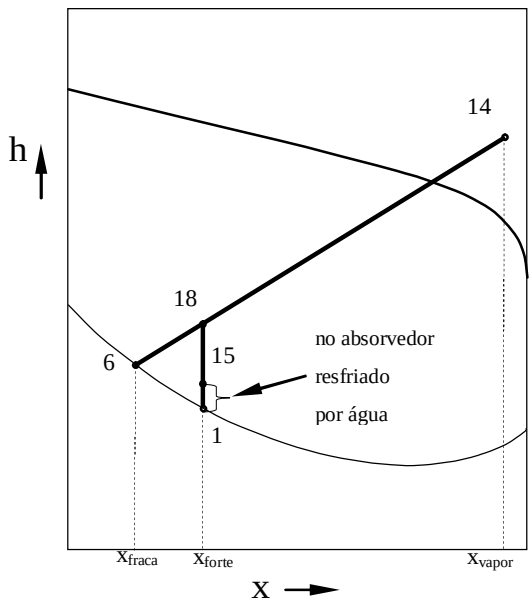

Figura 38. Representação esquemática dos processos de absorção no diagrama h-x.

Assim, a efetividade do absorvedor-regenerador pode ser definida como:

$$e_{h;SCA} = \frac{\dot{Q}_{SCA}}{\dot{Q}_{SCA,\max}} = \frac{h_{18} - h_{15}}{h_{18} - h_{15(T_{15}=T_{16})}} \tag{3.75}$$

A efetividade da transferência de calor e massa tomaria valores de zero a um, em função da geometria e das características dos escoamentos presentes. No caso em que a efetividade tivesse valor unitário, estar-se-ia em presença do ponto no estado limite para a saída do absorvedor. Este ponto teórico máximo seria único e teria as propriedades seguintes:

- T= T_{16} (Temperatura do fluido refrigerante à entrada do absorvedor)
- P=P_1 (Pressão do evaporador)
- h=$h_{máx}$ (Obtida pela expressão de $e_{h;SAC} = 1$)

Dados de entrada: efetividade do absorvedor, $e_{h;SCA}$, e temperatura da solução à entrada da serpentina, T_{16}.

Para a mistura água-amônia é preciso conhecer três propriedades, para definir o estado termodinâmico de cada ponto.

$$T_3 = T\left(P_{EVA}; x_3; h_3\right) \tag{3.76}$$

$$s_3 = s\left(P_{EVA}; x_3; h_3\right) \tag{3.77}$$

$$q_3 = q\left(P_{EVA}; x_3; h_3\right) \tag{3.78}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$T_{18} = T\left(P_{EVA}; x_{18}; h_{18}\right) \tag{3.79}$$

$$s_{18} = s\left(P_{EVA}; x_{18}; h_{18}\right) \tag{3.80}$$

$$q_{18} = q\left(P_{EVA}; x_{18}; h_{18}\right) \tag{3.81}$$

$$T_{15} = T\left(P_{EVA}; x_{15}; h_{15}\right) \tag{3.82}$$

$$s_{15} = s\left(P_{EVA}; x_{15}; h_{15}\right) \tag{3.83}$$

$$q_{15} = q\left(P_{EVA}; x_{15}; h_{15}\right) \tag{3.84}$$

3.4.3.2.1.2
Absorvedor resfriado por água

As seguintes hipóteses foram dotadas para este equipamento:

xvi) Quando comparada com a capacidade térmica da solução, a capacidade da água é menor.

xvii) Assume-se que o trocador de calor do absorvedor leva à solução forte ao ponto de líquido saturado, através da troca de calor com o circuito de água quente.

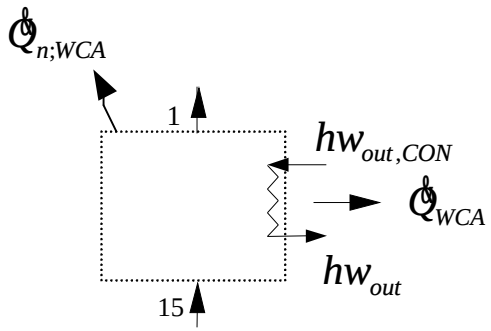

Figura 39. Absorvedor resfriado por água.

Os balanços de massa para a solução e a água são:

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{1} \tag{3.85}$$

$$\dot{m}_{hw;in} = \dot{m}_{hw;out} \tag{3.86}$$

O balanço de energia no lado da solução forte se representa por :

$$\dot{Q}_{WCA} = \dot{m}_{1}\left(h_{15} - h_{1}\right) \tag{3.87}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

e no lado da água por:

$$\dot{Q}_{WCA} = \dot{m}_{hw} c_{p_w} \left(T_{hw;out} - T_{hw;out;CON} \right) - \dot{Q}_{n;WCA} \tag{3.88}$$

Neste equipamento foi contabilizada uma perda, representada pela parcela $\dot{Q}_{n;WCA}$. Isto é, parte do calor liberado no processo de absorção vai para o meio ambiente e não para o circuito de água quente. Esta perda é determinada como sendo proporcional ao calor do pré-absorvedor, a partir de um coeficiente de perdas, q_{WCA}.

$$\dot{Q}_{n;WCA} = q_{WCA} \dot{Q}_{WCA} \tag{3.89}$$

Note-se que a temperatura da água de entrada no absorvedor é a temperatura de saída do condensador.

A efetividade é definida como:

$$e_{h;WCA} = \frac{\dot{Q}_{WCA}}{\dot{Q}_{WCA;\max}} = \frac{\dot{Q}_{WCA}}{\dot{m}_{hw} c_{p_w} \left(T_{15} - T_{hw;out;CON} \right)} \tag{3.90}$$

O dado de entrada referente a este volume de controle é o coeficiente de perdas do absorvedor, q_{WCA}.

Para a determinação das propriedades da solução à saída do absorvedor, pela hipótese xviii tem-se;

$$q_1 = 0 \tag{3.91}$$

Portanto as propriedades da solução à saída do absorvedor são para líquido saturado:

$$T_1 = T\left(P_{EVA}; x_1; h_1 \right) \tag{3.92}$$

$$x_1 = x\left(P_{EVA}; x_1; h_1 \right) \tag{3.93}$$

$$h_1 = h\left(P_{EVA}; x_1; h_1 \right) \tag{3.94}$$

3.4.3.2.2
Bomba da solução

A bomba da solução, esquematizada na figura 40, tem dois propósitos: garantir a circulação do fluido de trabalho pelo circuito e estabelecer uma diferença de pressão ao longo do sistema.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

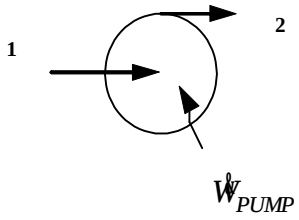

Figura 40 Bomba da solução.

O balanço de massa e de amônia é dado por:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \tag{3.95}$$

$$x_1 = x_2 \tag{3.96}$$

Para determinar o trabalho de bombeamento, tem-se:

$$\dot{W}_{PUMP} = 100\left(P_2 - P_1\right)\frac{v_2 \dot{m}_2}{h_{PUMP}} \tag{3.97}$$

A eficiência isentrópica da bomba compara o trabalho isentrópico, ideal, com o real:

$$h_{PUMP} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \tag{3.98}$$

onde o estado *2s* corresponde ao estado na saída para um processo isentrópico.

As propriedades são determinadas por:

$$T_2 = T\left(P_{CON}; x_2; h_2\right) \tag{3.99}$$

$$s_2 = s\left(P_{CON}; x_2; h_2\right) \tag{3.100}$$

$$q_2 = q\left(P_{CON}; x_2; h_2\right) \tag{3.101}$$

O dado de entrada para este volume de controle é a eficiência da bomba, h_{PUMP}.

3.4.3.2.3
Retificador

Neste equipamento ocorre a purificação de amônia pelo processo de resfriamento do refluxo. Aplicam-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

xviii) O vapor que entra ao retificador na condição de saturado, seco.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

xix) Assume-se que o vapor abandona o retificador em equilíbrio com o refluxo que retorna para o gerador.

xx) Assume-se, também, que todo o processo acontece a pressão constante e igual à pressão do condensador.

xxi) O processo de transferência de calor acontece antes da separação de líquido e vapor na saída, (Ver figura 42).

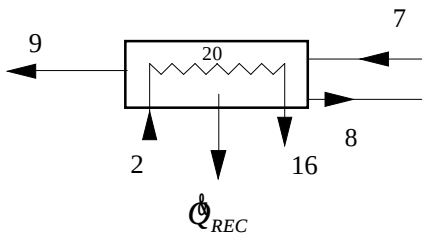

Figura 41 Resfriador de refluxo.

A conservação da massa total é dada por:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \tag{3.102}$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_2 \tag{3.103}$$

O balanço de massa na amônia é igual a:

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_9 x_9 + \dot{m}_8 x_8 \tag{3.104}$$

O calor de retificação apresenta duas contribuições; (I) a energia utilizada no resfriamento do vapor, (II) a energia para a condensação do vapor. Analogamente ao caso do absorvedor, considera-se o processo de transferência de calor separadamente do processo de separação em líquido e vapor, obtendo-se as seguintes equações a partir dos balanços de massa, amônia e energia, conforme esquematizado na figura 42:

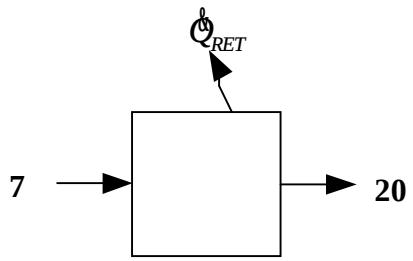

Figura 42 Processo de troca de calor prévio à troca de massa.

Note-se que o estado 20 corresponde a um estado termodinâmico hipotético.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_7 \tag{3.105}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{20}\left(1 - q_{20}\right) \tag{3.106}$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{20} q_{20} \tag{3.107}$$

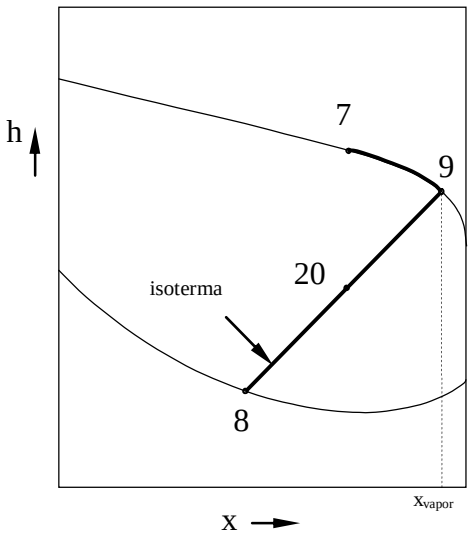

Figura 43. Representação esquemática do processo de retificação no diagrama h-x.

Observe-se que os pontos 8 e 9 representam, respectivamente, o líquido saturado e o vapor saturado à temperatura de do ponto 20, o que aparece representado na figura 42.

O balanço de energia no lado da carcaça, ver figura 42, é:

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_7\left(h_7 - h_{20}\right) \tag{3.108}$$

No caso do sistema em estudo, modelo Robur GAHP-W (Pereira 2006b), faz-se circular a solução rica saída do absorvedor através do retificador como elemento resfriador, antes de entrar no trocador da solução. Então, o calor de retificação não é rejeitado ao exterior, senão que é aproveitado no interior do sistema. Esta troca de calor interna busca melhorar o desempenho global do sistema. No lado da serpentina, o balanço de energia é:

$$\dot{Q}_{REC} = \dot{m}_2\left(h_{16} - h_2\right) \tag{3.109}$$

Da definição da efetividade da troca de calor, tem-se:

$$e_{h;REC} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{\dot{Q}_{REC;\max}} = \frac{\dot{Q}_{REC}}{\dot{m}_2 c_{p_2}\left(T_7 - T_2\right)} \tag{3.110}$$

As equações da queda de pressão são:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$P_9 = P_8 = P_7 = P_{CON} \tag{3.111}$$

$$P_{16} = P_2 \tag{3.112}$$

e das hipóteses xix e xx, tem-se:

$$q_7 = 1 \tag{3.113}$$

$$q_8 = 0 \tag{3.114}$$

As propriedades dos pontos 9 e 16 se determinam como segue:

$$T_9 = T\left(P_{CON}; x_9; q_9\right) \tag{3.115}$$

$$h_9 = h\left(P_{CON}; x_9; q_9\right) \tag{3.116}$$

$$q_9 = q\left(P_{CON}; x_9; q_9\right) \tag{3.117}$$

$$h_{16} = h\left(T_{16}; P_{CON}; x_{16}\right) \tag{3.118}$$

$$s_{16} = s\left(T_{16}; P_{CON}; x_{16}\right) \tag{3.119}$$

$$q_{16} = q\left(T_{16}; P_{CON}; x_{16}\right) \tag{3.120}$$

A efetividade da transferência de calor, $e_{h;REC}$,. é dado de entrada para este volume de controle.

3.4.3.2.4 Gerador

De acordo com Radermacher (1996), o calor absorvido é usado em duas aplicações: processo de mudança de fase, (calor latente) e aquecimento do resto líquido (calor sensível).

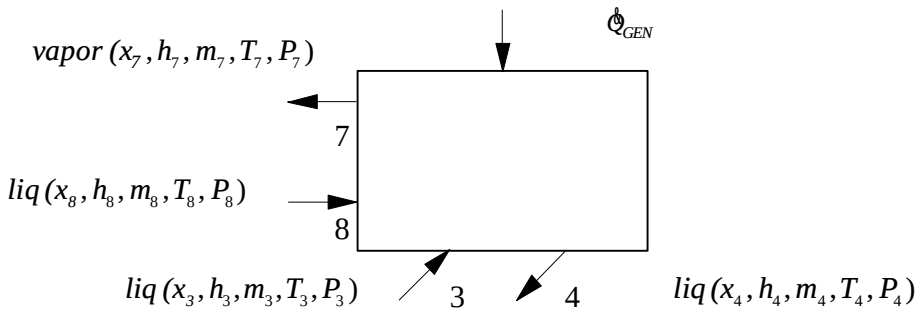

Figura 44 Volume de controle do gerador

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

No caso analisado, o gerador, tem a forma de uma coluna de destilação. A partir do calor gerado pela queima do combustível, vaporiza-se gradualmente a solução. O vapor atravessa, em primeiro lugar, a solução líquida que alimenta a coluna e, depois, o líquido de refluxo produzido pelo retificador. O processo é intensificado pelos pratos horizontais que aumentam o tempo de contato entre líquido e vapor. O vapor ascendente vai diminuindo sua temperatura. Para que isso aconteça a pressão constante, uma quantidade de água tem que ser transferida ao refluxo, liberando calor de condensação com o qual se evapora certa quantidade de refluxo que é amônia quase pura.

Assume-se, então, que:

xxii) O processo transcorre a pressão constante e igual à pressão do condensador.

xxiii) A separação no gerador é descrita pela eficiência de Murphree (Murphree, 1925).

Para uma análise mais detalhada, a coluna foi dividida em quatro volumes de controle, os quais são descritos a seguir. Considerou-se, ademais, que as setas ascendentes e descendentes representam, respectivamente, os fluxos de vapor saturado e líquido saturado para uma mesma seção transversal da coluna.

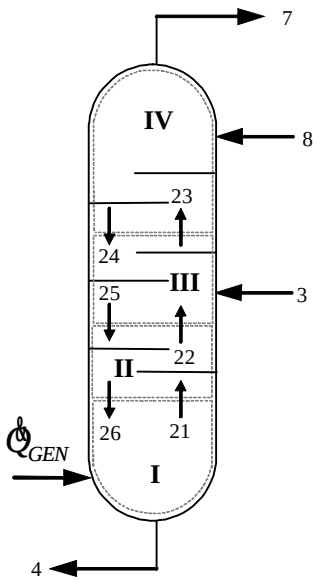

Figura 45 Gerador. Volumes de controle internos.

Volume I, "Geração": A partir do calor fornecido, o líquido saturado (estado 26), que vem do volume II, entra em ebulição e separa-se em líquido saturado (estado 4) e vapor saturado (estado 21).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

A seguir são apresentados os balanços de massa, amônia e de energia, respectivamente:

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{21} \tag{3.121}$$

$$\dot{m}_{26} x_{26} = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_{21} x_{21} \tag{3.122}$$

$$\dot{Q}_{GEN} + \dot{m}_{26} h_{26} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{21} h_{21} \tag{3.123}$$

$$T_{21} = T_4 \tag{3.124}$$

A equação (3.124) representa o equilíbrio térmico entre o vapor e o líquido saturado na saída do volume de controle I.

Volume II, "Esgotamento adiabático": Neste volume as correntes de vapor e líquido entram em contato trocando calor e massa entre se (contracorrente). As mudanças progressivas nas condições do vapor para atingir o equilíbrio com o líquido à entrada, são maiores que as do líquido para atingir o equilíbrio com o vapor, devido ao fato de que a vazão de líquido é muito maior que a de vapor, para este volume.

$$\dot{m}_{21} + \dot{m}_{25} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{26} \tag{3.125}$$

$$\dot{m}_{21} x_{21} + \dot{m}_{25} x_{25} = \dot{m}_{22} x_{22} + \dot{m}_{26} x_{26} \tag{3.126}$$

$$\dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{25} h_{25} = \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{26} h_{26} \tag{3.127}$$

A efetividade da troca de calor e de massa para este volume é :

$$e_{II_V} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{22(T_{22}=T_{25})} - x_{21}} \tag{3.128}$$

Volume III, "Ponto de alimentação": A solução forte que vem do absorvedor entra no gerador no estado (3). Considera-se que a mesma se encontra na região bifásica. Neste volume de controle assume-se que a fração da fase gasosa da solução mistura-se com o vapor saturado que sobe do volume de controle II e que a fase líquida mistura-se com o líquido saturado, que desce do volume de controle IV. Assume-se, ademais, que entre ambas as fases não existe troca de calor, por ser este um volume muito pequeno. Desta maneira, chega-se às equações de balanço de massa, amônia e energia para cada uma das fases.

Para a fase gasosa:

$$\dot{m}_3 q_3 + \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} \tag{3.129}$$

$$\dot{m}_3 q_3 x_3 + \dot{m}_{22} x_{22} = \dot{m}_{23} x_{23} \tag{3.130}$$

$$\dot{m}_3 q_3 h_3 + \dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{23} h_{23} \tag{3.131}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Para a fase líquida:

$$\dot{m}_3(1-q_3)+\dot{m}_{24}=\dot{m}_{25} \tag{3.132}$$

$$\dot{m}_3(1-q_3)x_3+\dot{m}_{24}x_{24}=\dot{m}_{25}x_{25} \tag{3.133}$$

$$\dot{m}_3(1-q_3)h_3+\dot{m}_{24}h_{24}=\dot{m}_{25}h_{25} \tag{3.134}$$

Volume IV, "Seção de retificação adiabática". Deste volume de controle sai o vapor saturado produzido na coluna. Antes, ele troca calor com o refluxo (8) que vem do retificador. As equações de balanço são:

$$\dot{m}_8+\dot{m}_{23}=\dot{m}_7+\dot{m}_{24} \tag{3.135}$$

$$\dot{m}_8x_8+\dot{m}_{23}x_{23}=\dot{m}_7x_7+\dot{m}_{24}x_{24} \tag{3.136}$$

$$\dot{m}_8h_8+\dot{m}_{23}h_{23}=\dot{m}_7h_7+\dot{m}_{24}h_{24} \tag{3.137}$$

Em função dos pequenos valores da vazão de refluxo, a efetividade do volume de controle é determinada pela expressão em função das concentrações do líquido, pois é este o fluxo que terá a capacidade mínima. Para valores altos da vazão de refluxo, a efetividade será determinada pela expressão função das concentrações do vapor.

$$e_{IV_V}=\frac{x_7-x_{23}}{x_{7(T_7=T_8)}-x_{23}} \tag{3.138}$$

$$e_{IV_L}=\frac{x_8-x_{24}}{x_8-x_{24(T_{24}=T_{23})}} \tag{3.139}$$

A figura 46 apresenta esquematicamente o processo no gerador.

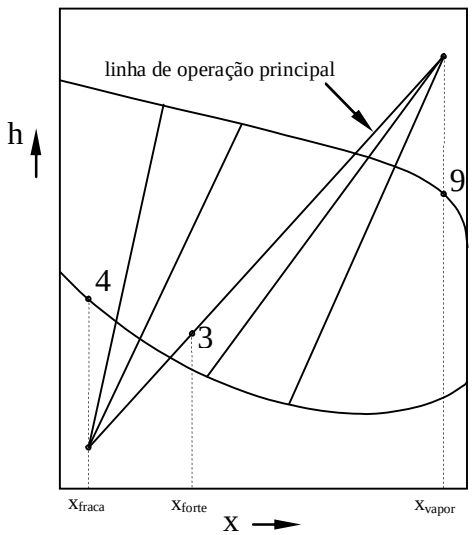

Figura 46. Representação esquemática do processo de geração no diagrama h-x.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

O modelo acima descrito aborda o funcionamento do gerador detalhadamente. Contudo, na simulação proposta mais adiante, utilizou-se um modelo básico do gerador, composto pelos balanços globais de massa e energia para o mesmo.

Conservação da massa para o gerador (global)

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \tag{3.140}$$

Para a amônia:

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \tag{3.141}$$

Balanço de energia

$$\dot{Q}_{GEN} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \tag{3.142}$$

Dados de entrada: composição e temperatura da solução forte na entrada da coluna, x_3 e T_3, respectivamente.

Os estados termodinâmicos das saídas do gerador se determinam como segue:

$$x_8 = x\left(T_9; P_{CON}; q_8\right) \tag{3.143}$$

$$h_8 = h\left(T_9; P_{CON}; q_8\right) \tag{3.144}$$

$$s_8 = s\left(T_9; P_{CON}; q_8\right) \tag{3.145}$$

$$x_7 = x\left(T_7; P_{CON}; q_7\right) \tag{3.146}$$

$$h_7 = h\left(T_7; P_{CON}; q_7\right) \tag{3.147}$$

$$s_7 = s\left(T_7; P_{CON}; q_7\right) \tag{3.148}$$

$$x_4 = x\left(T_4; P_{CON}; q_4\right) \tag{3.149}$$

$$h_4 = h\left(T_4; P_{CON}; q_4\right) \tag{3.150}$$

$$s_4 = s\left(T_4; P_{CON}; q_4\right) \tag{3.151}$$

3.4.3.2.5
Dispositivo de expansão do compressor térmico

O compressor térmico, como o ciclo de amônia, trabalha entre duas pressões, portanto precisa de um dispositivo que reduza a pressão da corrente líquida que sai do gerador até a pressão de baixa, à qual se encontra o absorvedor.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

No caso do sistema em estudo, esta expansão também se efetua através de um orifício calibrado.

O balanço de massa para este dispositivo fornece:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 \tag{3.152}$$

e o balanços da massa específica de amônia :

$$x_6 = x_4 \tag{3.153}$$

e como uma derivação da hipótese xii tem-se:

$$h_6 = h_4 \tag{3.154}$$

As propriedades do ponto 6 ficam determinadas como segue:

$$T_6 = T\left(P_{EVA}; x_6; h_6\right)$$

$$x_6 = x\left(P_{EVA}; x_6; h_6\right) \tag{3.155}$$

$$q_6 = q\left(P_{EVA}; x_6; h_6\right) \tag{3.156}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.5 Solução

O modelo matemático acima descrito foi implementado no software EES (EES, 2004). Conforme já afirmado anteriormente, este software utiliza o método de Newton-Raphson para a solução de sistemas de equações algébricas não lineares.

3.6 Simulação

Aplicou-se um modelo desenvolvido para a simulação do *chiller* de absorção modelo Robur GAHP-W com exemplares existentes nos laboratórios da UFPR e PUC-Rio.

O sistema estudado foi tratado como uma caixa preta, pois não se conheciam, na ocasião do presente trabalho, muitas das suas características construtivas fundamentais. Os dados experimentais obtidos até o momento (Pereira, 2006b) são, apenas, vazões e temperaturas de entrada e saída de água e

consumo de gás. Isto limitou o alcance da presente simulação, visto que muitos dados de entrada requeridos pela simulação, não estavam disponíveis. A escolha de todos estes, dentro de uma faixa de valores aceitável, introduziu uma larga faixa de incerteza na modelagem, o que se refletiu nos resultados finais. Por outro lado, o modelo, por estar baseado nas equações de balanço, permite ser estendido a outras condições de funcionamento, diferentes às das medições já feitas.

Outra das dificuldades encontradas ao longo da presente pesquisa foi a relacionada com a determinação das propriedades de estado em cada um dos pontos notáveis do sistema. No diagrama h-x para a mistura água-amônia, pode-se observar que, na região de concentrações próximas a um (amônia pura), figura 47, as curvas de pressão de vapor saturado apresentam um comportamento irregular e sobrepondo-se.

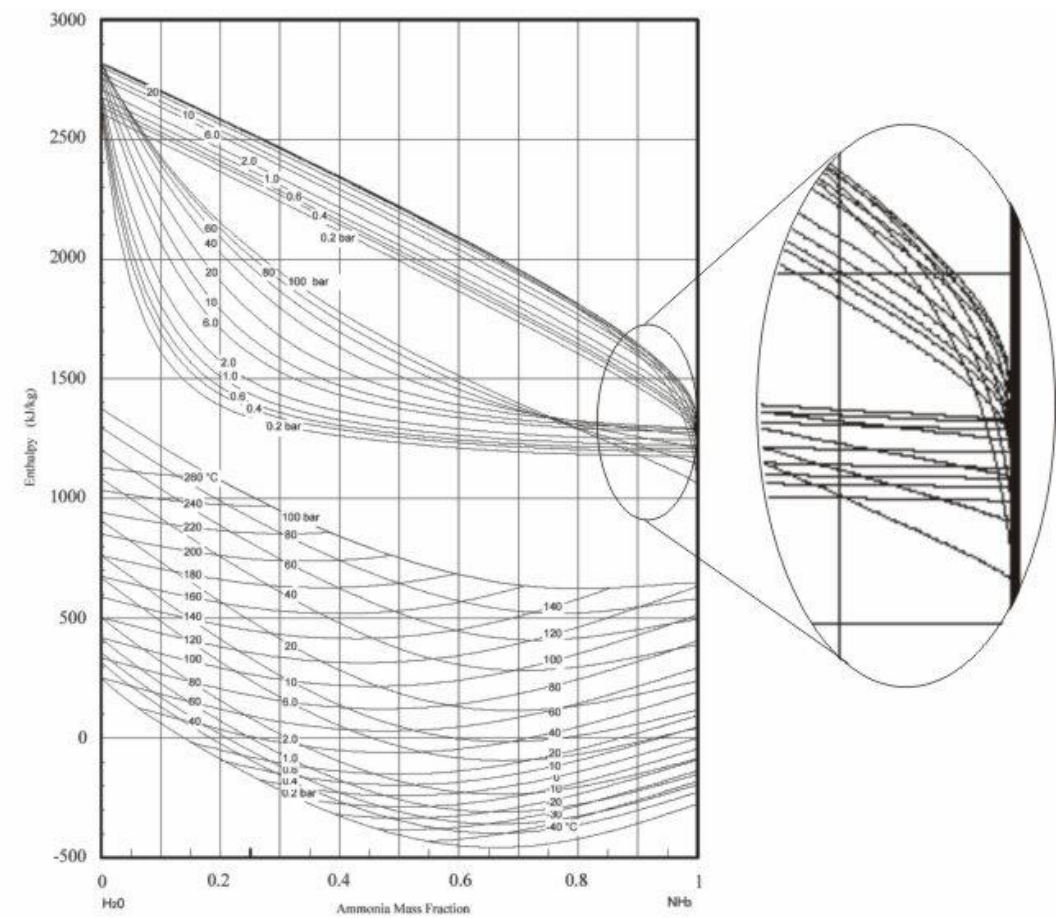

Figura 47. Detalhe do diagrama h-x para a mistura água-amônia na região de altas pressões para concentrações próximas a 1.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

No pacote computacional usado para a simulação (EES, 2004), o cálculo de propriedades da mistura água-amônia é realizado por meio da função NH3H2O. Porém, para concentrações maiores que 0,99, esta função apresenta resultados contraditórios, com problemas de convergência, devido à característica antes mencionada da mistura.

Vários dos componentes do sistema em estudo devem funcionar com a maior pureza de amônia possível, pois uma pequena percentagem de água no evaporador e no condensador pode produzir efeitos negativos consideráveis nos processos de troca de calor (Fernandes-Seara, 2006). Ante estes fatos decidiu-se determinar as propriedades no ciclo compreendido entre o condensador e o evaporador com o fluido de trabalho (refrigerante) com amônia pura (função de AMMONIA do *software*), para garantir resultados mais próximos à realidade do equipamento modelo Robur GAHP-W, funcionando sob condições nominais.

Uma vez introduzidos os dados experimentais como entradas do programa, aplicaram-se as aproximações necessárias, por meio de outros dados empíricos e determinaram-se constantes apropriadas para que os parâmetros calculados coincidissem razoavelmente com as medições de saída do equipamento.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.6.1
Principais aproximações e constantes da simulação.

Condensador

- Efetividade da troca de calor para o condensador: $e_{h;CON} = 0,5$

- Concentração de amônia à entrada, x_9

- Coeficiente de perdas do condensador, $q_{CON} = 0,2$.

- $\Delta T_{CON,\min} = 10\,°\mathrm{C}$

- $\Delta T_{CON,\max} = 20\,°\mathrm{C}$

Evaporador

- Efetividade da troca de calor para o evaporador: $e_{h;EVA} = 0,3$

- coeficiente máximo de perdas do evaporador, $q_{EVA;\max} = 0,1$

- $\Delta T_{EVA,\min} = 4\,°C$

- $\Delta T_{EVA,\max} = 15\,°C$

- $T_{ref} = 15\,°C$

- $T_{\min} = 11,5\,°C$

Regenerador interno

- Fluido quente saturado à saída do trocador, isto é $q_{11} = 0$

Primeiro orifício calibrado

- $\Phi_1 = 0,8$

Absorvedor resfriado pela solução forte

- $e_{h;SCA} = 0,9$

- $T_{16} = 351K$

- Considerou-se que a vazão de entrada da solução fraca representa 85% da vazão da solução forte.

Absorvedor resfriado por água

- A solução forte à saída do trocador é líquido saturado, $q_1 = 1$.

- Coeficiente de perdas do absorvedor, $q_{WCA} = 0,2$

Bomba

- Eficiência da bomba, $h_{PUMP} = 0,9$.

Retificador

- $e_{h;REC} = 0,3$

- Estimou-se c_{p_2} como sendo igual ao calor específico do líquido saturado de amônia à temperatura de 313K (Rogers & Mayhew,1997).

3.6.2
Comparação com dados experimentais.

O programa foi alimentado com os dados experimentais de Pereira (2006b), vazões e temperaturas de entrada dos fluidos, e os resultados obtidos foram comparados com as variáveis de saída experimentais, temperatura e potência térmica.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Quando comparados, figura 48, os valores medidos da temperatura de saída da mistura água-etilenoglicol, $T_{cw,out,X}$, com os valores obtidos pelo modelo, $T_{cw,out}$, pode-se concluir que o modelo prevê satisfatoriamente o desempenho do sistema. O afastamento máximo apresentado entre os dados experimentais e os obtidos pelo modelo pouco superam 1K.

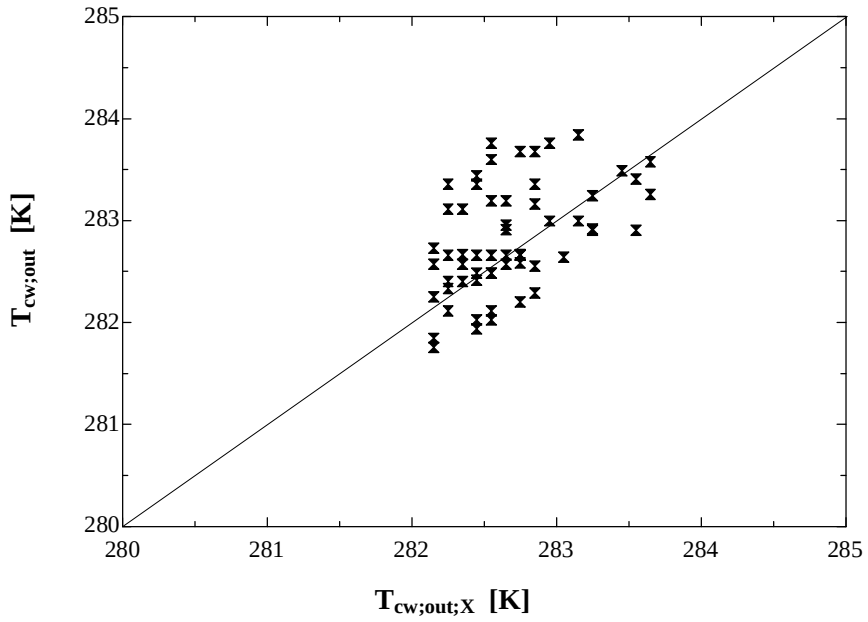

Figura 48. Comparação das temperaturas de saída da solução gelada de água e etilenoglicol com dados experimentais

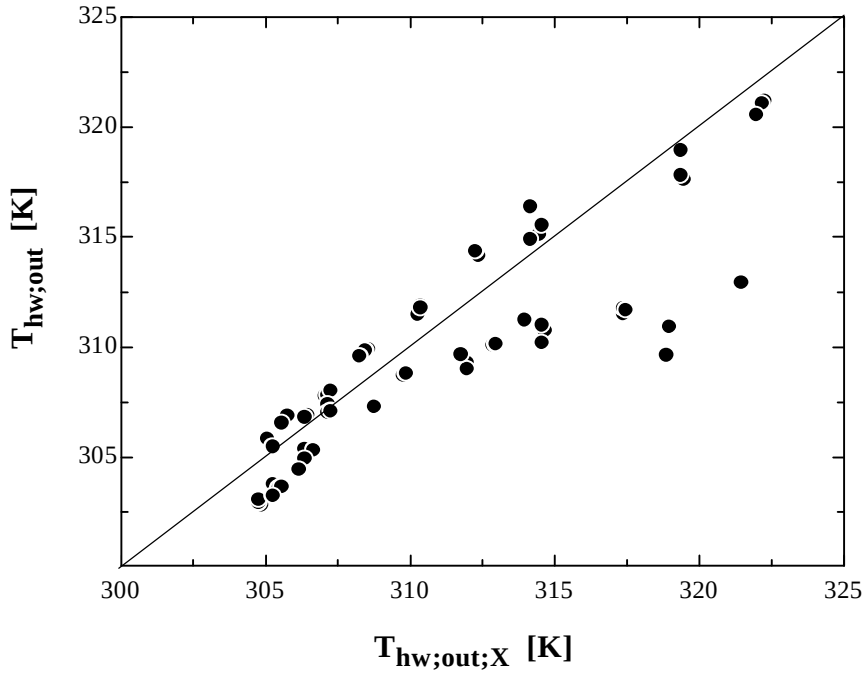

Figura 49. Comparação das temperaturas de saída da água quente com dados experimentais

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Para as temperaturas de saída da água quente, a comparação entre valores previstos e valores experimentais, de acordo com a figura 49, apresenta um desvio que oscila entre um e sete Kelvin.

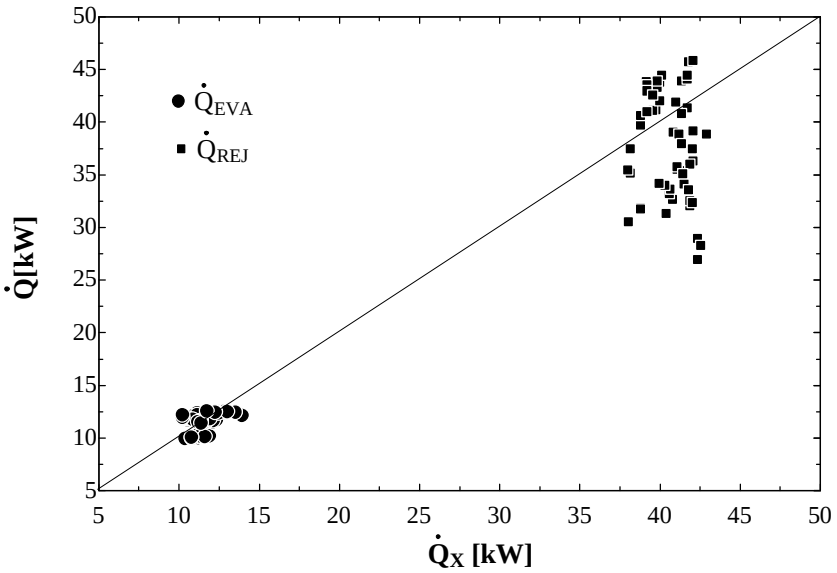

Figura 50. Comparação entre as taxas de refrigeração e de rejeito previstas e experimentais

As figuras 50 a 52 comparam os valores previstos e experimentais das potências frigorífica (evaporador) e de rejeito (condensador e absorvedor resfriado por água).

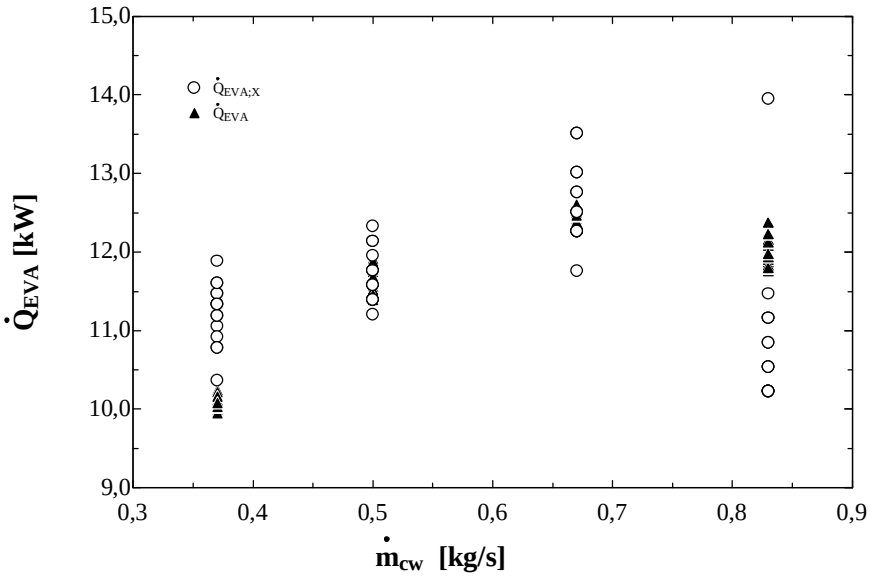

Figura 51. Potência frigorífica em função da vazão da solução gelada para diferentes vazões de água quente.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Observa-se uma razoável concordância para os valores da potência frigorífica, figura 51, inclusive com o modelo prevendo valores máximos, de modo similar a Pereira (2006b).

O espalhamento foi maior para a previsão da potência de rejeito, figura 52, provavelmente em função do maior número de graus de liberdade envolvidos e do modelo de seqüência do circuito de água proposto para a combinação condensador-absorvedor.

Para as condições de operação analisadas, determinou-se a existência de um valor máximo da capacidade do sistema. Isto permite ter uma noção do possível afastamento do ponto de operação ótimo do sistema quando operando sob condições reais exigidas pela instalação.

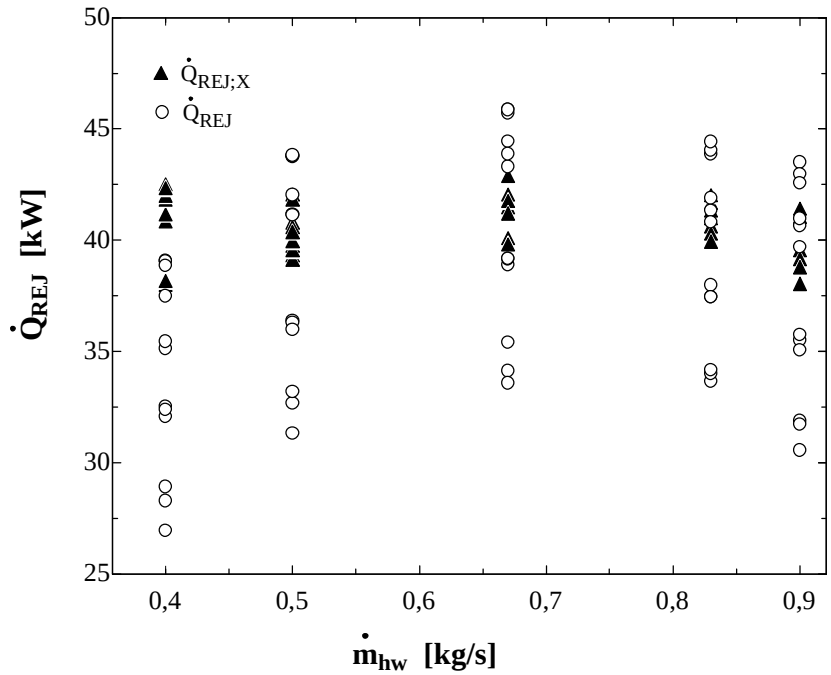

Figura 52. Potência térmica de rejeito em função da vazão de água quente para diferentes vazões de solução gelada.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.7
Análise Exergética

3.7.1
Determinação da exergia

Para a análise do sistema de absorção, as exergias associadas à transferência de trabalho e à transferência de calor conservam a mesma forma do capítulo anterior, equações (2.18), (2.19) e (2.20).

$$\dot{B}_W = \dot{W} \tag{2.18}$$

$$\dot{B}_{Qt} = \dot{Q}_t \left(1 - \frac{T_0}{T_t}\right) \tag{2.19}$$

$$\dot{B}_{Qc} = \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_c}{T_0}\right) \tag{2.20}$$

Como componentes da exergia associada a um fluxo constante de matéria, serão consideradas as exergias física e química. A expressão para exergia física para uma corrente *i* está dada por:

$$\dot{B}_i = \dot{m}_i \left[\left(h_i - h_0\right) - T_0 \left(s_i - s_0\right) \right]$$

Para avaliar a exergia das correntes de massa é necessário diferenciar vários tipos de correntes envolvidos no sistema e a forma de determinar a exergia para cada uma:

- **Fluxo de água no circuito de água quente**. Encontra-se em condições de equilíbrio químico com o ambiente de referência, mas sofre variações de temperatura e pressão com relação ao mesmo. A exergia desta corrente fica determinada, então, como:

$$\dot{B}_{hw} = \dot{m}_{hw} \left(\Delta h_{hw} - T_0 \Delta s_{hw}\right) \tag{3.157}$$

Usando o modelo de líquido incompressível, as variações de entalpia e entropia se determinam como:

$$\Delta h_{hw} = c_{p;w} \left(T_{hw;out} - T_{hw;in}\right) \tag{3.158}$$

$$\Delta s_{hw} = c_{p;w} \ln \frac{T_{hw;out}}{T_{hw;in}} \tag{3.159}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

- **Fluxo da mistura água-etilenoglicol no circuito de água gelada**. Não está em equilíbrio químico com o ambiente, porém não muda a composição nem a concentração ao longo do processo. Entretanto, também sofre variações de temperatura e pressão com relação ao mesmo. Desta forma:

$$\dot{B}_{cw} = \dot{m}_{cw}\left(\Delta h_{cw} - T_0 \Delta s_{cw}\right) \tag{3.160}$$

Analogamente ao caso anterior, as diferenças de entalpia e entropia determinam-se por:

$$\Delta h_{cw} = c_{pw,e}\left(T_{cw;in} - T_{cw;out}\right) \tag{3.161}$$

$$\Delta s_{cw} = c_{pw,e} \ln \frac{T_{cw;in}}{T_{cw;out}} \tag{3.162}$$

- Os gases produto da combustão não sofrem variações de composição, temperatura ou pressão com relação ao ambiente.

O conteúdo exergético dos mesmos se contabiliza como exergia do calor.

$$\dot{B}_{Q_{EXH}} = \dot{Q}_{EXH}\left(1 - \frac{T_0}{T_{EXH}}\right) \tag{3.163}$$

Estimou-se que a temperatura de combustão típica para etano com ar situa-se entre 471 e 629ºC (Petchers, 2002).

- **Fluxo de combustível que entra no sistema.** Este fluxo intervém na reação de combustão para a corrente de combustível. Portanto, a componente predominante é a da exergía química, que pode ser determinada pela equação :

$$\dot{B}_{F;GEN} = j\ \dot{m}_{F;GEN} \tag{3.164}$$

Kotas (1985) propõe, para gás natural, um coeficiente da exergia do combustível φ=1,04 ±0,005.

- **Solução de amônia-água a diferentes concentrações.** É preciso contabilizar as variações de exergia associadas ao processo de mistura e separação. Quando duas sustâncias puras se misturam, existe um incremento da entropia, embora não exista reação química (Radermacher, 1996), devido ao fato de que elas podem unir-se espontaneamente. Entretanto, a mistura não pode separar-se nos componentes puros de forma espontânea. A exergia associada a esta variação de entropia pode ser contabilizada pela seguinte expressão:

$$\dot{B}_x = \dot{m}_x\left[\left(h_x - h_0\right) - T_0\left(s_x - s_0\right)\right] \tag{3.165}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

onde h_x e s_x são a entalpia e a entropia da solução no estado x, e h_0 e s_0 são a entalpia e a entropia que a solução teria nas condições do ambiente de referência.

3.7.2
Contabilidade de exergia

Segundo a convenção de Valero e Lozano (1995), adotada no capítulo 2, podem-se definir o Produto (P), a entrada, "Fuel", (F), as perdas (L) e a destruição (D) para o chiller de absorção visto de forma global.

$$\dot{B}_{F;AC} = \dot{B}_{W_{PUMP}} + \dot{B}_{F;GEN} \tag{3.166}$$

Como parte da exergía do combustível é perdida nos gases da combustão, cumpre que:

$$\dot{B}_{F;GEN} = \dot{B}_{Q_{GEN}} + \dot{B}_{Qn,EXH}\,, \tag{3.167}$$

A exergia dos produtos do sistema se determina pela expressão:

$$\dot{B}_{P;AC} = \dot{B}_{cw} + \dot{B}_{hw} \tag{3.168}$$

As perdas do *chiller* de absorção são:

$$\dot{B}_{L;AC} = \dot{B}_{Qg;_{EVA}} + \dot{B}_{Qn;_{CON}} + \dot{B}_{Qn;_{WCA}} + \dot{B}_{Qn;EXH}$$

O balanço de exergia aplicado ao volume de controle do *chiller* de absorção é:

$$\dot{B}_{W_{PUMP}} + \dot{B}_{F;GEN} = \dot{B}_{cw} + \dot{B}_{hw} + \dot{I}_{AC} \tag{3.169}$$

onde a taxa de irreversibilidade total é:

$$\dot{I}_{AC} = \dot{B}_{Qg;_{EVA}} + \dot{B}_{Qn;_{CON}} + \dot{B}_{Qn;_{WCA}} + \dot{B}_{Qn;EXH} + \dot{D}_{AC} \tag{3.170}$$

3.8
Indicadores do desempenho do sistema

Para avaliar o desempenho do sistema de absorção, alguns parâmetros globais são definidos.

O coeficiente de performance é definido como sendo a razão:

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{W}_{PUMP}} \tag{3.171}$$

Analogamente ao capítulo anterior (seção 2.3.2), na análise de primeira lei, define-se para o sistema de absorção a razão de conversão de energia, ECR, como sendo:

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{WCA}}{\dot{Q}_{GEN} + \dot{W}_{PUMP}} \tag{3.172}$$

Finalmente, a eficiência racional da análise de segunda lei, para o *chiller* de absorção, é definida como sendo:

$$y_{AC} = \frac{\dot{B}_{cw} + \dot{B}_{hw}}{\dot{B}_{W_{PUMP}} + \dot{B}_{F;AC}} \tag{3.173}$$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

3.9
Análise paramétrica

A seguir, apresenta-se um conjunto de curvas obtidas, a partir do modelo de simulação, variando-se alguns dos parâmetros que influem no desempenho do *chiller* de absorção. Foram utilizados os dados de entrada empregados na comparação com os dados de Pereira (2006b), fixando-se apenas as temperaturas de entrada da água de resfriamento do conjunto condensador-absorvedor e da solução fria água-etilenoglicol.

As figuras 53 e 54 mostram a dependência linear entre as pressões de condensação e as vazões de água quente e solução fria, respectivamente. A tendência da pressão de condensação é oposta à de evaporação. As equações para a determinação de ΔT_{CON} e ΔT_{EVA} explicam o comportamento linear e as tendências encontradas.

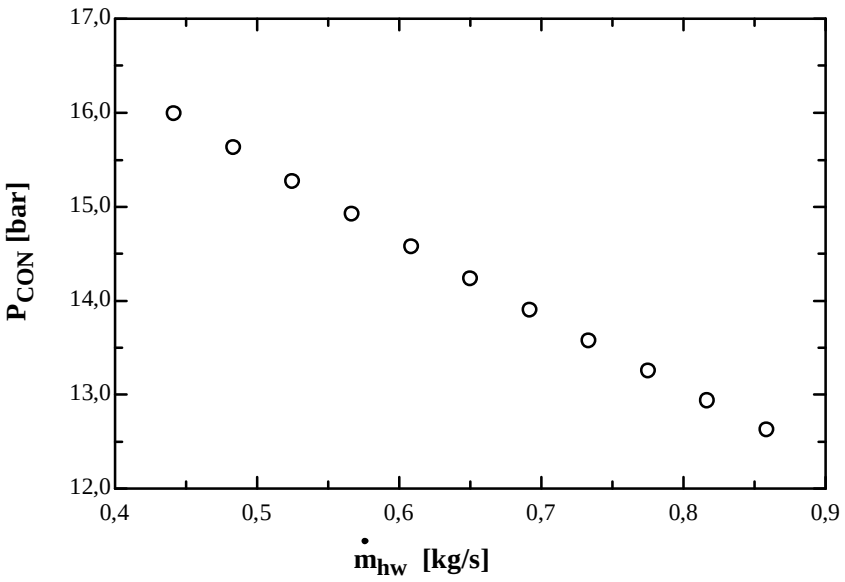

Figura 53. Pressão de condensação em função da vazão de água quente. $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$, $\dot{m}_{cw} = 0,37kg/s$

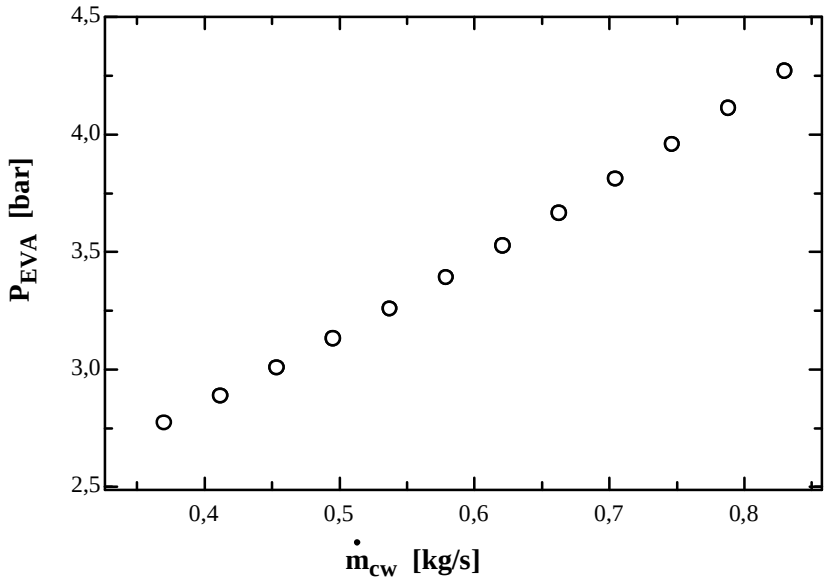

Figura 54. Pressão de evaporação em função da vazão de solução fria. $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$ $\dot{m}_{hw} = 0,40kg/s$

A figura 55 mostra o comportamento da potência frigorífica com a vazão de solução fria. Nota-se que existe um ponto máximo para $\dot{m}_{hw} = 0,75$ kg/s. Esta tendência coincide com a dos dados experimentais de Pereira (2006b). A potência frigorífica permanece constante ante as variações da vazão de água quente.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

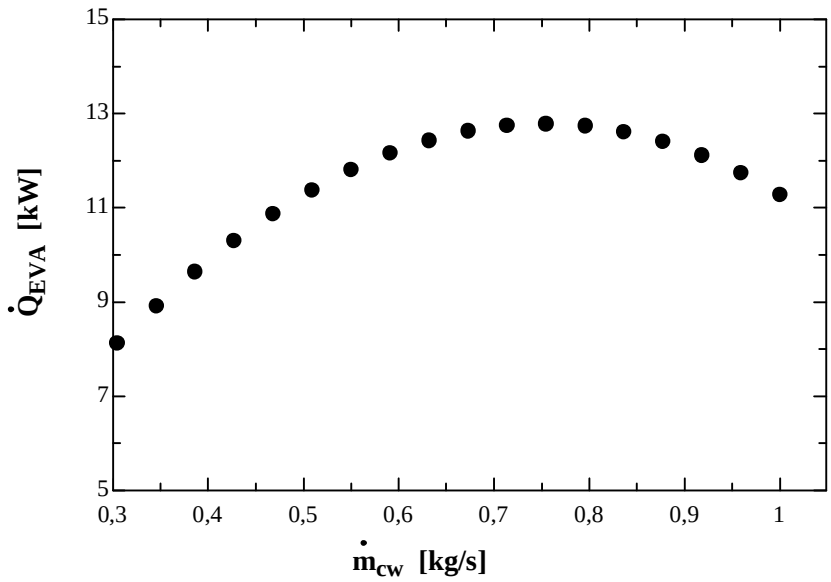

Figura 55. Potência frigorífica versus vazão de solução fria para $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$

Na figura 56, a taxa de rejeição de calor apresenta um máximo para valores de vazão de água quente próximo de 0,7 kg/s, para qualquer valor da vazão de solução gelada. Este resultado coincide com o obtido por Pereira (2006b)

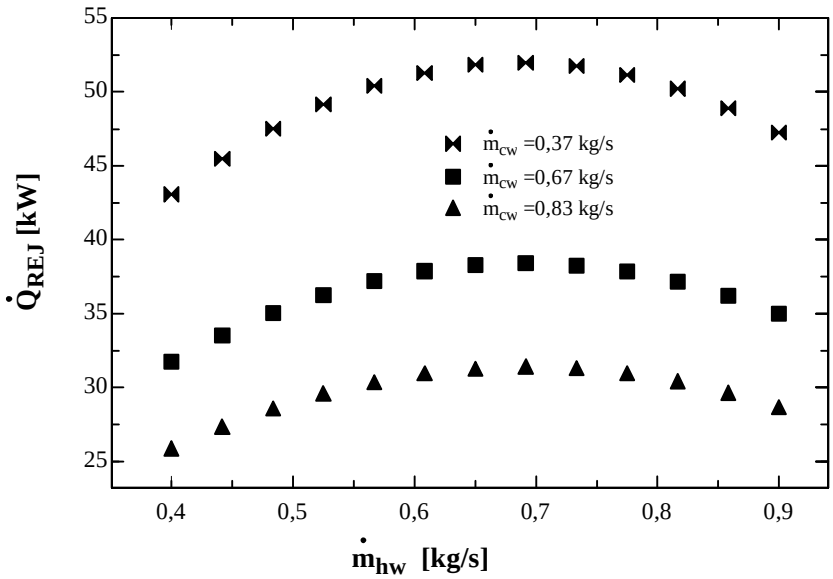

Figura 56. Temperatura de saída da água quente versus vazão de água quente para $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$ e para diferentes vazões de solução fria.

Como pode ser observado na figura 57, a taxa de fornecimento de calor no gerador pouco varia ante as variações da vazão de água quente, enquanto diminui drasticamente com o aumento da vazão de solução gelada.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

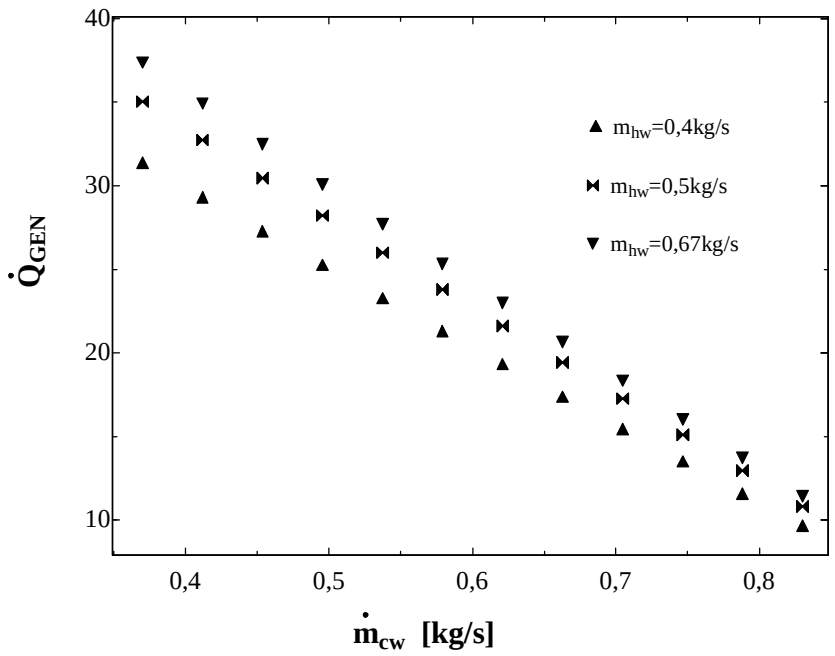

Figura 57. Taxa de fornecimento de calor no gerador em função da vazão de solução gelada para vários valores da vazão de água quente para $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$

Na figura 58 mostra-se o desempenho do sistema com a variação da vazão de solução fria, mantendo constantes a vazão de água quente e as temperaturas de entrada da água quente e da mistura de água -etilenoglicol.

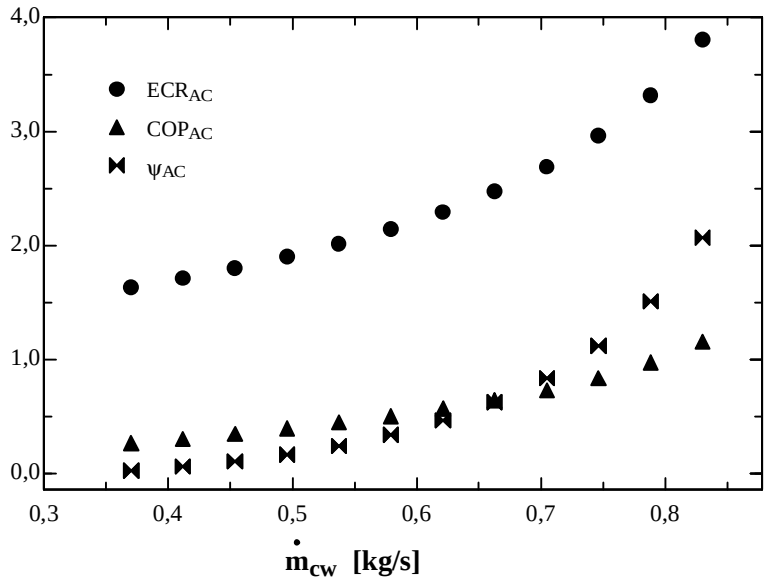

Figura 58. Desempenho do sistema para $\dot{m}_{hw} = 0,5$ kg/s; $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$

Observa-se que, com o aumento da vazão da solução fria, o sistema tem seu desempenho melhorado devido ao fato de o consumo diminuir para maiores

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

vazões do fluido frio. Ademais, pode-se observar na figura 59, que a temperatura de saída da água quente diminui enquanto que a de água-etilenoglicol aumenta, devido ao aumento da pressão de evaporação com a vazão de fluido frio.

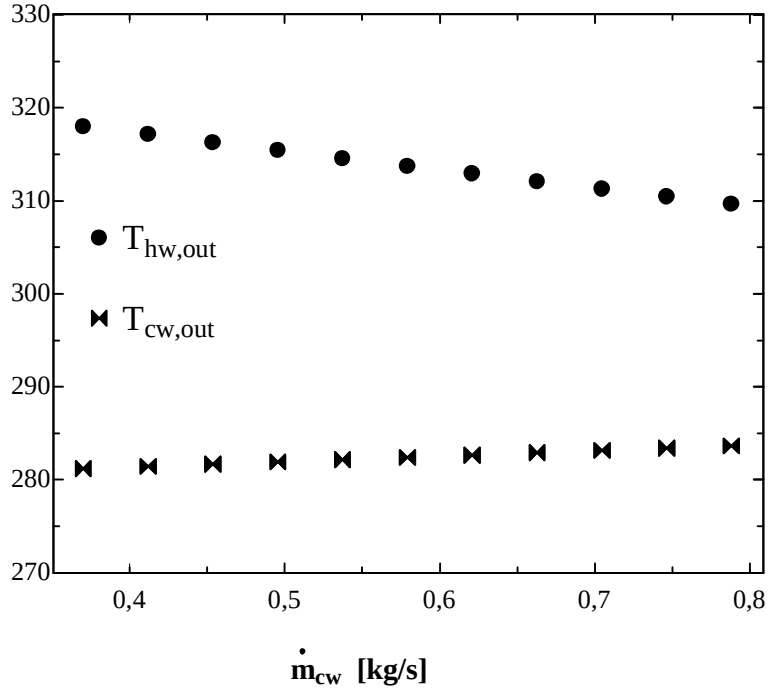

Figura 59. Temperaturas de saída da água quente e da solução fria em função da vazão da solução fria para $\dot{m}_{hw} = 0,5$ kg/s, $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$

Na figura 60 se observa o comportamento da vazão de refrigerante (amônia pura), $\dot{m}_9$, quando varia a vazão de água quente.

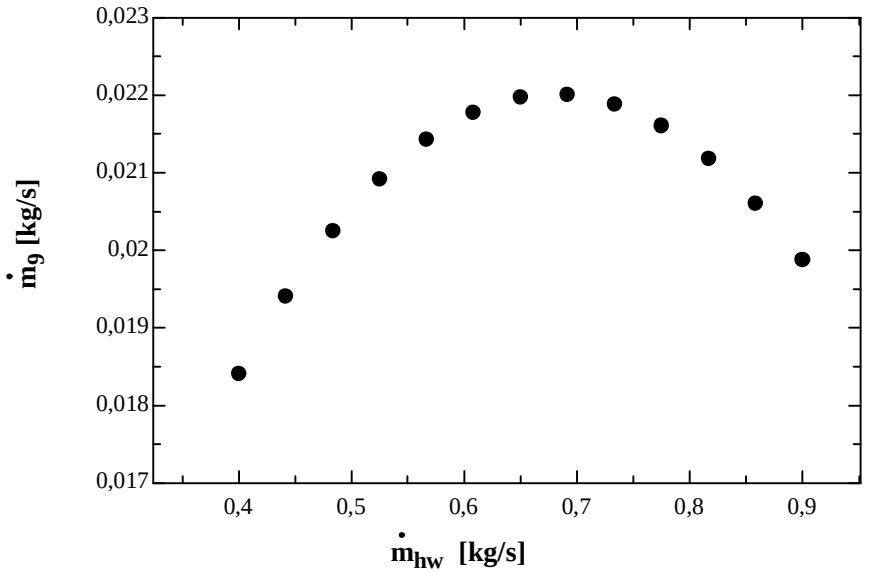

Figura 60. Vazão de refrigerante em função da vazão de água quente. $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$ e $\dot{m}_{cw} = 0,37 kg/s$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA

Este parâmetro apresenta um máximo para valores próximos de 0,7kg/s de vazão de água quente, o que coincide com a tendência para a taxa de rejeição de calor, figura 56.

Finalmente, a figura 61 mostra como a efetividade do absorvedor resfriado por água varia em função de ambas as vazões.

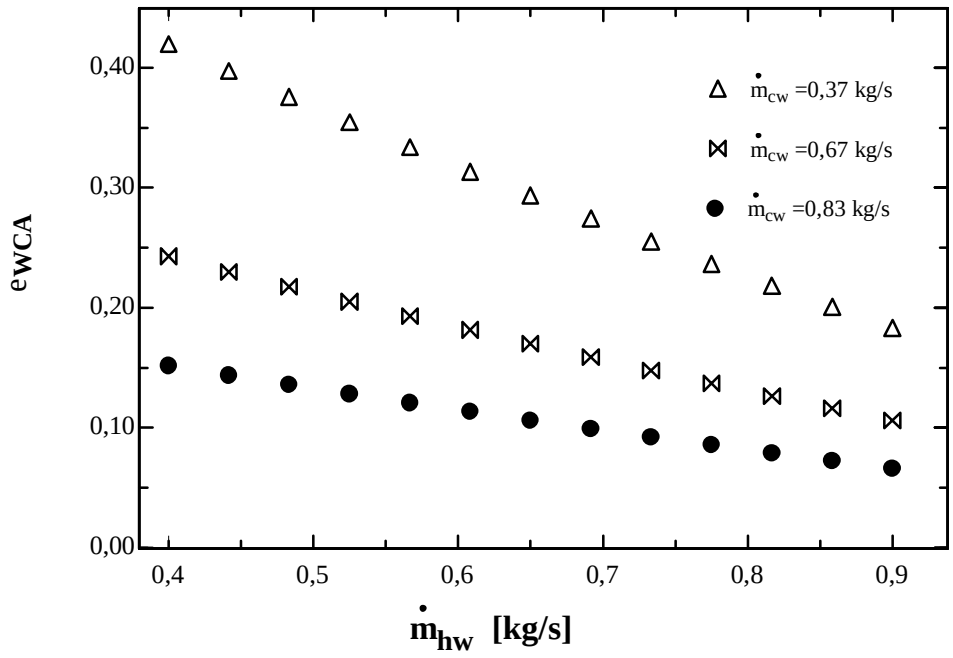

Figura 61. Efetividade do absorvedor esfriado por água em função da vazão de água quente, para diferentes vazões de solução fria. $T_{hw;in} = 295K$; $T_{cw;in} = 288K$

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0510804/CA