

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO DE DESUPERAQUECEDOR E SUBRESFRIADOR EM UM
CONDENSADOR EVAPORATIVO

por

Edgar Ferreira Oppitz

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2009



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**DIMENSIONAMENTO DE DESUPERAQUECEDOR E SUBRESFRIADOR EM UM
CONDENSADOR EVAPORATIVO**

por

Edgar Ferreira Oppitz

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Sérgio V. Möller

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Porto Alegre, 27 novembro de 2009

OPPITZ, E. F. **Dimensionamento de Desuperaquecedor e Subresfriador em um Condensador Evaporativo**. 2009. 25f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

Este trabalho dimensiona um desuperaquecedor e um subresfriador para um condensador evaporativo. O equipamento tem a função de condensar a amônia em instalações frigoríficas, sendo este, parte fundamental no ciclo de refrigeração. O dimensionamento do desuperaquecedor é baseado em tubos aletados para obtenção de maior área de troca térmica. Foram feitos cálculos geométricos para dimensão de área dos tubos aletados. Foi feita a análise de trocadores de calor pelo uso do método da efetividade NUT. O subresfriador é dimensionado pela utilização de escoamento interno, com temperatura superficial constante, levando em conta que a água da bacia do condensador permanece em temperatura constante. Por fim, conclui-se que o equipamento pode ser melhorado, diminuindo o consumo de água de 10 a 15%, e ganhando em rendimento por volta de 2% no subresfriamento da amônia.

PALAVRAS-CHAVE: (condensador evaporativo; desuperaquecedor; subresfriador; consumo de água)

OPPITZ, E. F. **Sizing of the Desuperheating and Subcooling in an Evaporative Condenser**. 2009. 25p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

This work deals with design of heat exchangers for desuperheating and subcooling in a evaporative condenser. This equipment has as a function condense ammonia in refrigeration plants, being a fundamental part in the refrigeration cycle. The desuperheating dimensions are based on the finned tube use in order to obtain larger heat exchanger area. Geometric calculations were made for finned tubes area dimensioning. In the analysis of heat exchangers by the use of the effectiveness of the NUT. The subcooling is dimensioned using internal flow theory, with constant surface temperature, considering the condenser water in constant temperature. Finally, the conclusion is that the equipment project can be improved, Finally, it is concluded that the equipment can be improved by reducing the water consumption of 10 to 15%, and earning income in around 2% in the undercooling of ammonia.

Keywords: (evaporative condenser; desuperheating; subcooling; water consumption)

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	1
2.1. Refrigeração	1
2.2. Ciclo de Refrigeração	1
2.2.1 Expansão	2
2.2.2 Vaporização	2
2.2.3 Compressão	2
2.2.4 Condensação	2
2.3. Equipamento Estudado: Condensador Evaporativo	2
2.4. Desuperaquecedor	3
2.5. Subresfriador	3
3. METODOLOGIA DE CÁLCULO.....	3
3.1. Desuperaquecedor	3
3.2. Subresfriador	6
3.3. Método da Efetividade NUT	7
4. DIMENSIONAMENTO PROPOSTO	8
4.1. Considerações	8
4.2. Desuperaquecedor	9
4.3. Subresfriador	13
5. CONCLUSÃO	15
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
ANEXO I	17
ANEXO II.....	18
ANEXO III	19
ANEXO IV.....	20

1. INTRODUÇÃO

Atualmente a utilização de condensadores evaporativos em sistemas de refrigeração industrial no Brasil é praticamente total, devido à grande quantidade de calor que estes equipamentos conseguem retirar do sistema através da troca térmica de calor latente.

Este trabalho dimensiona um desuperaquecedor e um subresfriador em um condensador evaporativo. O desuperaquecedor será um bloco de tubos aletados, com a função de trocar calor com o ar de saída do condensador evaporativo e desta forma diminuir o consumo de água do equipamento. Já o subresfriador tem o objetivo de aproveitar uma fonte de energia que hoje não é usada, retirando calor do sistema com a água de recirculação na bacia do equipamento.

Grandes mudanças são inviáveis devido às questões financeiras, ao ajuste nos processos de fabricação, ao mercado brasileiro que ainda está acordando para questões ambientais e ao choque de conceito, tendo em vista que todos os equipamentos oferecidos no mercado são muito semelhantes.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Refrigeração

Refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura ambiente circundante.

Para se conseguir isto, o calor deve ser removido do corpo que está sendo refrigerado e transferido para outro corpo, cuja temperatura esteja abaixo da do corpo refrigerado. Após, o calor é dissipado para o meio circundante.

2.2. Ciclo de Refrigeração

Quando o refrigerante circula através do sistema, passa por um certo número de transformações em estados ou condições, cada uma das quais é chamada de processo. O refrigerante começa em algum estado ou condição inicial, passa por uma série de processos numa sequência determinada, e volta à condição inicial. Esta série de processos é chamada de ciclo. O ciclo simples de refrigeração é composto de quatro processos fundamentais: Expansão, vaporização, compressão e condensação, conforme Figura 2.1.

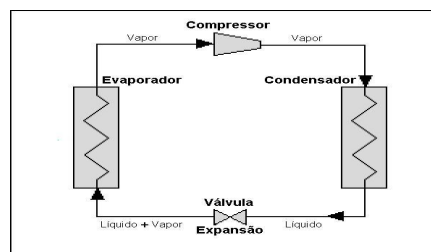


Figura 2.1 – Fluxograma esquemático de um ciclo de refrigeração (Fonte: site Portal da Refrigeração, 2009).

Para entender apropriadamente o ciclo de refrigeração, é necessário considerar cada processo no ciclo, tanto separadamente, como em relação ao ciclo completo. Qualquer mudança em qualquer um dos processos do ciclo provocará mudanças em todos os processos do ciclo.

2.2.1 Expansão

O processo de expansão ocorre na válvula de expansão, quando a pressão do líquido refrigerante é reduzida da pressão de condensação para a pressão de evaporação no momento que o refrigerante passa pela válvula. Quando isso ocorre, a temperatura é reduzida da temperatura de condensação para a de evaporação pela transformação em vapor de uma porção do líquido.

2.2.2 Vaporização

O processo de vaporização ocorre em um trocador de calor que absorve o calor para o sistema de refrigeração. Ele recebe líquido refrigerante frio de baixa pressão, vindo do dispositivo de expansão e, através da absorção de calor do meio ou substância que se deseja resfriar, vaporiza-o em seu interior.

2.2.3 Compressão

O compressor atua como o coração do sistema de refrigeração, criando o fluxo do refrigerante ao longo dos componentes do sistema. No processo, recebe vapor refrigerante em baixa temperatura e pressão e eleva o vapor até uma pressão e temperatura maior, permitindo assim que o refrigerante ceda calor para o meio ambiente.

2.2.4 Condensação

Parte do ciclo inverso à vaporização, ocorre em um trocador de calor que entrega calor do sistema de refrigeração para o meio ambiente. Ele recebe vapor refrigerante quente em alta pressão, vindo do compressor, e através da troca de calor com o meio ambiente condensa-o em seu interior.

2.3. Equipamento Estudado: Condensador Evaporativo

Condensadores evaporativos têm a função de rejeitar calor da condensação de um vapor para o meio ambiente. Estes equipamentos recebem vapor de alta pressão vindo de um compressor, e circulam este vapor em serpentinas que são constantemente molhadas por um sistema de recirculação de água. Uma corrente de ar é direcionada sobre as serpentinas, ajudando no resfriamento e removendo a parcela de água evaporada. Esta evaporação de água remove calor da serpentina para condensação do vapor. São muito utilizados em países tropicais devido à maior eficiência operacional gerada pelo fato de que o limite de troca de calor é a temperatura de bulbo úmido do ambiente, pois troca calor latente. O equipamento é apresentado na Figura 2.2.



Figura 2.2 – Condensador evaporativo (Fonte: Catálogo de produto Allenge Refrigeração Industrial Ltda, 2009).

O equipamento estudado é o CEA 175, equipamento com um bloco de serpentina padrão da empresa Allenge Refrigeração Industrial, visto que os equipamentos maiores são muito similares, apenas aumentando o número de blocos de serpentinas no seu interior. A Figura 2.3 mostra um esquema do funcionamento do equipamento.

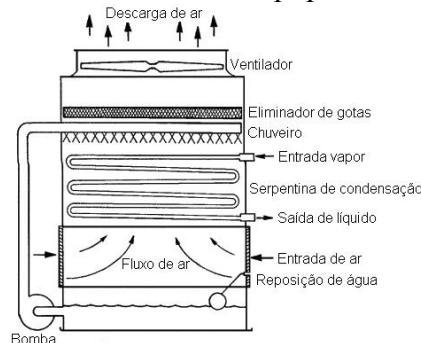


Figura 2.3 – Desenho esquemático de um condensador evaporativo (Fonte: ASHRAE, 2008 adaptada).

2.4. Desuperaquecedor

O desuperaquecedor é um trocador de calor refrigerado a ar, que utiliza ar de descarga do condensador evaporativo. Sua principal função é aumentar a capacidade do condensador removendo calor do vapor super aquecido antes que o mesmo entre nas serpentinas molhadas de condensação. A quantidade de calor retirada é uma função da área do desuperaquecedor, do fluxo de ar do condensador e a diferença de temperatura entre o ar e o fluido refrigerante a ser resfriado. Na prática, se justifica sua utilização em instalações frigoríficas de amônia com compressores alternativos, cuja temperatura de descarga é alta (120°C a 150°C).

2.5. Subresfriador

O subresfriador é um trocador de calor que fica instalado após a refrigerante ter passado pelo condensador no ciclo de refrigeração. A função deste trocador de calor é garantir que todo, ou praticamente todo, o fluido refrigerante seja condensado. Este trocador utiliza como fluido frio a água da bacia do condensador evaporativo, visto que é uma fonte de energia fria que geralmente não é utilizada, e que como está constantemente recebendo água de reposição que aumenta de temperatura para se equilibrar ao sistema, o subresfriamento ocorre utilizando esta energia que não era aproveitada não comprometendo o rendimento total do equipamento.

3. METODOLOGIA DE CÁLCULO

Para o desenvolvimento dos dimensionamentos propostos foram feitos cálculos separadamente para as questões geométricas dos tubos aletados, para o desuperaquecedor e para o subresfriador.

3.1. Desuperaquecedor

O desuperaquecedor deste trabalho foi calculado considerando tubos aletados, pois a troca térmica se dará com o ar como fluido frio, e o aumento de área proporcionado pelas aletas é fundamental para o funcionamento do equipamento.

Os cálculos geométricos dos tubos aletados foram baseados em catálogos da empresa *Gould Contardo* (1974). Os cálculos de área a seguir são por passo (p) de aleta, resultando nas equações (1), (2), (3), (4) e (5):

$$A_a = S_t \cdot S_d - \pi \cdot r_e^2 \quad (1)$$

$$A_e = \pi \cdot \frac{D_e}{2} \cdot (p - e) \quad (2)$$

$$A_i = \pi \cdot \frac{D_i}{2} \cdot p \quad (3)$$

$$r_{ea} = \sqrt{\frac{S_t \cdot S_d}{\pi}} - r_e \quad (4)$$

$$S = (A_e + A_i) \cdot \frac{1.000}{5} \cdot 2 \times 10^{-6} \quad (5)$$

Nas equações acima (A_a) é a área de aleta, (A_e) a área externa de tubo e (A_i) a área interna de tubo, todos por passo (p) e em m^2 ; (S_t) e (S_d) são fatores geométricos definidos pela disposição dos tubos na serpentina aletada, em m , conforme a Figura 3.1; (r_e) é o raio externo dos tubos, (r_{ea}) o raio equivalente das aletas, (D_e) e (D_i) são os diâmetros externos e internos dos tubos respectivamente e (e) a espessura das aletas, estes em m ; e (S) é a área de troca térmica dos tubos aletados por metro linear de tubulação, em m^2/m .

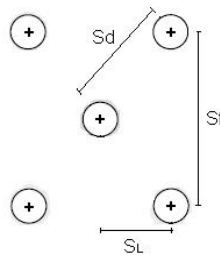


Figura 3.1 – Disposição triangular dos tubos na serpentina.

A taxa de transferência de calor entre os fluidos em um trocador de calor, segundo *Incropera e DeWitt* (2002), considerando que a troca de calor com a vizinhança é desprezível, pode ser obtida de uma maneira geral pela equação (6):

$$q = \dot{m} \cdot (i_e - i_s) \quad (6)$$

onde (q) é a taxa de transferência de calor em W , (\dot{m}) é a vazão em kg/s e (i_e) e (i_s) são a entalpia de entrada e de saída respectivamente, em kJ/kg .

O coeficiente global de transferência de calor (U) é definido em termos da resistência térmica total para a transferência de calor entre dois fluidos, e conforme a situação estudada por este trabalho, e seguindo *ASHRAE* (2008), é obtido da equação (7):

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_i \cdot \left(\frac{A_i}{A_e} \right)} + A_e \cdot R_p + \frac{1}{\eta_0 \cdot h_e} + R_e + R_{ta} \quad (7)$$

sendo (h_i) e (h_e) os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo respectivamente, em W/m²K; (R_p) é a resistência condutiva da parede do tubo, (R_e) é a resistência condutiva por incrustação nas aletas e (R_{ta}) é a resistência condutiva entre o tubo e a aleta no momento da fabricação, todos em m²K/W; e (η_0) é a eficiência das aletas.

O coeficiente de transferência de calor externo (h_e) diz respeito a tubos aletados, e segundo *Briggs e Young* (1936), é obtido da equação (8):

$$h_e = 0,134 \cdot \left(\frac{k}{D_e} \right) \cdot \text{Re}^{0,681} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{p}{H_a} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{p}{e} \right)^{0,1134} \cdot h'_e \quad (8)$$

$$h'_e = \left(\frac{6}{N^\circ \text{tubos}} \right)^{-0,138} \quad (9)$$

$$\text{Re} = \frac{V_{\max} \cdot D_e}{\nu} \quad (10)$$

onde (k) é a condutividade térmica do material de que são feitas as aletas, em W/mK; (Re) é o número de Reynolds, que se obtém da equação (10), (Pr) é o número de Prandtl, ambos adimensionais; (H_a) é a altura da aleta, (p) o passo da aleta e (e) a espessura da aleta, todos em m. O termo (h'_e) é uma correção para feixes com menos de 6 tubos na passagem de ar. (V_{\max}) é a velocidade máxima do ar, em m/s e (ν) é a viscosidade cinemática em m²/s.

O coeficiente de transferência de calor interno (h_i) é calculado segundo *Incropera e DeWitt* (2002), pela equação (11):

$$h_i = \frac{\text{Nu} \cdot k_i}{D_i} \quad (11)$$

sendo (k_i) a condutividade térmica do fluido no interior do tubo, em W/m K e (Nu) o número de Nusselt, parâmetro adimensional que é calculado através de correlações em função do número de Reynolds (Re) e do número de Prandtl (Pr). São correlações do número de Nusselt relevantes para o trabalho:

Dittus-Boelter (1998), válida para $0,7 \leq \text{Pr} \leq 160$, $\text{Re} \geq 10.000$, $L/D \geq 10$ e $n = 0,3$ por se tratar de resfriamento de um fluido:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^n \quad (12)$$

Sieder e Tate (1936), válida para $0,7 \leq \text{Pr} \leq 16.700$, $\text{Re} \geq 10.000$ e $L/D \geq 10$:

$$\text{Nu} = 0,027 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (13)$$

Gnielinski (1976), válida para $0,5 < \text{Pr} < 2.000$, $3.000 < \text{Re} < 5 \times 10^6$:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

$$f = (0,790 \cdot \ln(\text{Re}) - 1,64)^{-2} \quad (15)$$

Ainda para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, é necessário o cálculo da eficiência da aleta (η_0), que é obtido através do Gráfico do Anexo I.

3.2. Subresfriador

O subresfriador deste trabalho foi calculado considerando a transferência de calor entre um tubo metálico e a água da bacia do condensador evaporativo. Neste caso, o coeficiente global de transferência de calor é obtido de forma muito semelhante ao que foi obtido anteriormente com a equação (7), entretanto pela nova situação, a equação fica da seguinte forma:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_i \cdot \left(\frac{A_i}{A_e}\right)} + A_e \cdot R_p + \frac{1}{h_e} \quad (16)$$

A formulação para cálculo do (h_i) coeficiente de transferência de calor interno é a mesma que foi utilizada para o cálculo do desuperaquecedor, com as equações (11), (12), (13), (14) e (15), pois não há troca de fase.

Já o (h_e) coeficiente de transferência de calor externo é calculado conforme *Incropera e DeWitt* (2002), mas leva em consideração a convecção livre, tendo em vista que a troca de calor é feita com a água da bacia do condensador evaporativo. Com isso, as seguintes fórmulas são válidas:

$$h_e = \frac{Nu \cdot k_e}{D_e} \quad (17)$$

onde (k_e) é a condutividade térmica da água, em W/m K. Igualmente com a formulação anterior, o número de Nusselt (Nu) é calculado de acordo com uma correlação, e é em função do número de Prandtl e do número de Rayleigh:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (18)$$

sendo (Ra) o número de Rayleigh, adimensional; (g) a gravidade, em m/s²; (β) o coeficiente de expansão térmica, em K⁻¹; (ν) a viscosidade cinemática e (α) a difusividade térmica, ambos em m²/s; (D) é o diâmetro externo do tubo, em m; e (T_s) é a temperatura da superfície externa do tubo e (T_∞) a temperatura da água da bacia do equipamento, ambos em °C.

Com Rayleigh calculado, o número de Nusselt é obtido com a correlação de *Churchill e Chu* (1975), que é válida para $Ra \leq 10^{12}$, conforme equação (19):

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (19)$$

Com isso, o coeficiente global de transferência de calor (U) do subresfriador pode ser obtido. Para cálculos de taxa de transferência de calor (q) será utilizado o método da efetividade NUT de trocadores de calor, conforme equacionamento apresentado no próximo item.

3.3. Método da Efetividade NUT

Para casos em que apenas as temperaturas de entrada forem conhecidas, é preferível utilizar uma alternativa de aproximação denominada método da efetividade NUT.

Para se definir a efetividade (ε) de um trocador, é necessário primeiro determinar a taxa máxima de transferência de calor (q_{\max}), e segundo *Incropera e DeWitt (2002)* pode ser definida pela equação (20):

$$q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad (20)$$

onde (T_{qe}) é a temperatura do fluido quente na entrada do trocador e (T_{fe}) é a temperatura do fluido frio também na entrada do trocador, ambos em °C; e (C_{\min}) é a taxa de capacidade térmica, mínima, dos fluidos, em W/K. Esta taxa é determinada pela seguinte equação (21):

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (21)$$

sendo (\dot{m}) a vazão do fluido em kg/s e (c_p) o calor específico a pressão constante, em J/kg K. Para utilização na equação (20), calcula-se a taxa de capacidade térmica (C) de ambos os fluidos do trocador, e a menor delas é (C_{\min}).

Agora defini-se a efetividade (ε) como a razão entre a taxa real de transferência de calor de um trocador e a taxa máxima de transferência de calor possível:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (22)$$

onde as taxas de transferência de calor, (q) e (q_{\max}) são dadas em W e a efetividade (ε) fica adimensional, entre uma faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Agora, utilizando a fórmula (22) com a (20), tem-se que:

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{qe} - T_{fe}) \quad (23)$$

A efetividade (ε) pode ser determinada de funções que dependem do número de unidades de transferência de calor (NUT), que é adimensional, e das taxas de capacidade térmica dos fluidos quente e frio do trocador de calor. Defini-se (NUT) pela seguinte equação:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (24)$$

onde (U) é o coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor, em W/m²K e (A) a área de troca térmica do trocador de calor em m².

Com NUT calculado, e tendo as vazões e temperaturas de entrada dos fluidos do trocador, podemos obter a efetividade conforme relações já calculadas para diversos tipos de trocadores de calor, e então obter a taxa de transferência de calor. Serão apresentadas a seguir as duas relações relevantes para este trabalho.

Equação para obtenção da efetividade para trocadores de calor correntes cruzadas para ambos os fluidos não misturados:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NUT)^{0,22} \cdot \left\{ \exp \left[-C_r \cdot (NUT)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (25)$$

Equação para obtenção da efetividade para todos os tipos de trocadores, desde que a razão $(C_{\min}/C_{\max}) = C_r = 0$:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (26)$$

4. DIMENSIONAMENTO PROPOSTO

As mudanças propostas pelo trabalho são a implementação de um desuperaquecedor e um subresfriador em um condensador evaporativo, sem que sejam feitas grandes mudanças estruturais no equipamento atual fabricado por uma empresa de refrigeração industrial. Analisando o projeto atual de fabricação, verificou-se que é possível, e a seguir na Figura 4.1 é apresentado um desenho esquemático de como ficaria um condensador evaporativo modificado conforme este trabalho.

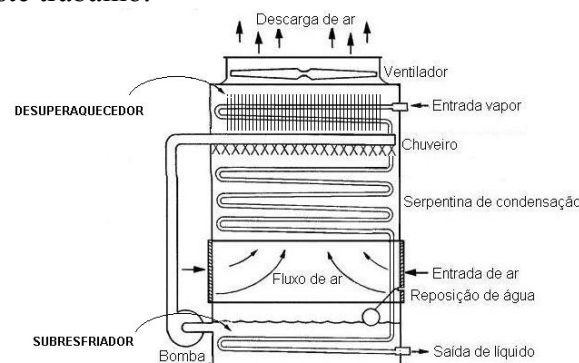


Figura 4.1 – Desenho esquemático das modificações propostas pelo trabalho.

4.1. Considerações

Os cálculos foram baseados em uma situação de operação pré-determinada, que seria um ciclo de refrigeração que utiliza como fluido refrigerante a amônia, um compressor pistão da marca Mycom modelo N4WB, operando em um regime -10/+35°C, com 153,4 kW de capacidade, com um consumo no eixo de 41,8 kW. O condensador evaporativo é o modelo CEA175, modelo padrão da empresa Allenge Refrigeração Industrial Ltda, que utiliza um

bloco padrão de serpentinas para condensação, com capacidade de dissipação de 200 kW com Tbu de 22°C e temperatura de condensação de 35°C. A válvula de expansão é uma válvula qualquer, visto que não influencia nos valores para cálculos, e o evaporador um componente qualquer que utilize a carga do ciclo. Esta situação está demonstrada conforme diagrama P-h da Figura 4.2. , também anexada para melhor visualização (Anexo II):

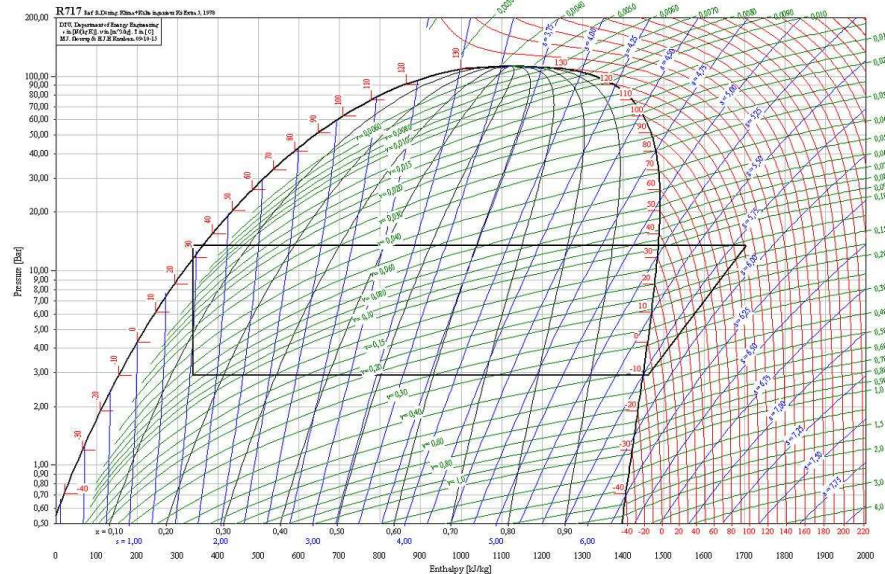


Figura 4.2 – Diagrama p-h do ciclo de refrigeração determinado (de CoolPack, 2000).

Considerações importantes para simplificação dos cálculos foram feitas, estas se referem às perdas de carga, que foram desprezadas, e a compressão baseada em valores fornecidos pelo fabricante do compressor, conforme Anexo III, que informa a temperatura de descarga como 112°C e considera o resfriamento do compressor, deixando a compressão quase isentrópica. Tendo em vista que para este trabalho a parte relevante é a linha horizontal superior, isobárica, que diz respeito à condensação da amônia no ciclo no interior do condensador evaporativo, as considerações não comprometem os resultados obtidos.

4.2. Desuperaquecedor

O funcionamento de condensadores evaporativos está baseado na troca de calor do fluido frigorígeno com o meio ambiente através da evaporação da água de recirculação, ou seja, trata-se de um equipamento de troca térmica baseado em calor latente. Esta é uma grande vantagem para países quentes, países tropicais em geral, onde a utilização de trocadores que utilizam ar para resfriamento fica prejudicada devido ao baixo diferencial de temperaturas entre os dois fluidos do trocador de calor. Entretanto, grandes quantidades de água são evaporadas nos condensadores evaporativos, para que os mesmos possam condensar todo o fluido frigorígeno, e esta grande quantidade de água evaporada, ou seja, o grande consumo de água pelo equipamento, é a motivação deste trabalho.

Conforme a situação determinada para os cálculos, o compressor pistão ao final do processo de compressão envia a amônia para o condensador a uma temperatura de 112°C, no estado de vapor super aquecido. Levando em consideração que a temperatura de condensação desta mesma amônia é de 35°C para o ciclo, temos um diferencial de temperatura de 77°C, o que justifica a utilização de um desuperaquecedor com tubos aletados, trocando calor apenas com o ar ambiente, calor sensível, baixando a temperatura de entrada da amônia nas serpentinas molhadas, diminuindo a carga de calor latente que precisa ser retirada, e por sua vez diminuindo o consumo de água do equipamento.

Com o objetivo de diminuir custos, seriam utilizados tubos aletados existentes no mercado, os mesmos utilizados nos evaporadores fabricados pela própria empresa que fabrica o condensador evaporativo. Estes tubos aletados serão em aço carbono galvanizados a fogo, com tubos que seguem a norma SCH-40, com Ø22,22 mm de diâmetro interno, espessura da parede do tubo de 1,50 mm, com uma geometria de disposição das baterias de 60 x 60 mm, triangular. As aletas serão do mesmo aço galvanizado, em placas que tem 0,30 mm de espessura e passo entre aletas de 5 mm.

Definida a bateria de tubos aletados, é necessário definir o tamanho da área de troca que será necessária para desuperaquecer a amônia, baixando sua temperatura de 112°C para 35°C. Utilizando as equações (1), (2), (3), (4) e (5) e com os parâmetros dimensionais do bloco de tubos aletados, conforme a Tabela 1 são obtidas:

Tabela 1 – Cálculos geométricos do bloco de tubos.

S_t	S_d	r_e	D_e	D_i	p	e	A_a	A_e	A_i	r_{ea}	S
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	mm ²	mm ²	mm	m ² /m
60	60	12,6	25,2	22,2	5	0,3	3100	186	174	21,2	1,31

Para cálculo do coeficiente externo de transferência de calor, foi considerada a temperatura de 34°C para obtenção das propriedades do ar, simulando um dia quente de verão. A velocidade máxima da passagem do ar pelos tubos foi considerada a velocidade máxima do ar no interior do equipamento conforme dados de engenharia da empresa Allenge. Com estes valores, e segundo *Briggs e Young* (1936), o coeficiente de transferência de calor externo foi calculado com as equações (10) e (12).

A equação (11) é uma correção para o coeficiente de transferência de calor quando se trabalha com um bloco de tubos com menos de 6 tubos na passagem de ar, e o fluxo de ar é aspirado, e como para o desuperaquecedor em questão estima-se que 4 tubos serão necessários na passagem de ar, a equação (11) será utilizada.

Tabela 2 – Tabela de valores para o cálculo de Re , h_e' e h_e .

ν	Pr	V_{max}	D_e	k	Ha	p	e	Re	h_e'	h_e
m ² /s	adim	m/s	mm	W/m.K	mm	mm	mm	adim	adim	W/m².K
$16,60 \times 10^{-6}$	0,7	7,6	25,2	60,5	21,2	5	0,3	11.547	0,94	72,05

O cálculo do coeficiente interno de transferência de calor é baseado em *Incropera e DeWitt* (2002), utilizando 74°C como a temperatura média da amônia para obtenção das propriedades da mesma, à uma pressão de 13,5 bar. Para que a equação (13) seja utilizada, será definido primeiramente Reynolds, Prandlt e Nusselt.

Tabela 3 – Tabela de valores para o cálculo de Re e Pr .

μ	ρ	k	c_p	D_i	V_i	Re	Pr
kg/m.s	kg/m ³	W/m.K	kJ/kg.K	mm	m/s	adim	adim
$1,25 \times 10^{-5}$	0,7	$3,56 \times 10^{-2}$	2,73	22,22	1,14	17.537	0,961

Com os números de Reynolds e Prandlt calculados para a amônia no interior do tubo, verifica-se que pelo menos 3 correlações para Nusselt são válidas, conforme as equações (14), (15) e (16):

Tabela 4 – Tabela de cálculo dos números de Nusselt, Nu.

<i>Dittus-Boelter</i>	<i>Sieder e Tate</i>	<i>Gnielinski</i>	Média
Nu (adim)	Nu (adim)	Nu (adim)	Nu (adim)
56,46	66,52	54,80	59,26

Com os valores obtidos nas tabelas 2 e 3 a utilização da equação (13) é possível, e assim o coeficiente de transferência de calor interno, $h_i = 94,94 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

A eficiência da aleta é um parâmetro muito importante para o dimensionamento do desuperaquecedor, e será estimada de acordo com a Figura 3.1, levando em consideração os fatores geométricos equivalentes dos tubos aletados conforme a Figura 4.3.

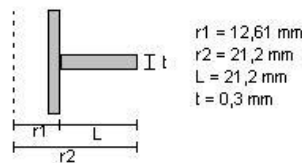


Figura 4.3 – Desenho esquemático do tubo aletado equivalente

A aleta em questão nos fornece um valor de $r_2/r_1 = 2,7$ e o valor do eixo horizontal do gráfico da figura fica igual a 1,27, com isso, temos uma eficiência de aleta de aproximadamente 45%.

O coeficiente global de transferência de calor é calculado conforme a equação (7), que segue *ASHRAE* (2008), foi considerada a resistência térmica entre o tubo e a aleta no processo de fabricação (R_{ta}), conforme *Raymundo* (2009), e a resistência de incrustação nas aletas (R_e), conforme *Ozisik* (1990). A resistência condutiva da parede do tubo (R_p) foi calculada conforme *Incropera e DeWitt* (2002). Os cálculos foram feitos conforme Tabela 5 abaixo:

Tabela 5 – Tabela de cálculo do coeficiente global de transferência de calor U.

h_i	h_e	A_i/A_e	$A_e \times R_p$	R_{ta}	R_e	η_0	U
$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	adim	$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$	$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$	$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$	adim	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
94,94	72,05	$5,29 \times 10^{-2}$	$4,39 \times 10^{-4}$	0,0035	0,00035	0,45	4,27

Com o coeficiente global de transferência de calor calculado, os cálculos do trocador de calor serão realizados conforme o método da efetividade NUT, com o equacionamento do item 3.3 deste trabalho. Com o ciclo de refrigeração e o compressor definidos, são obtidos facilmente a vazão de amônia e o diferencial entálpico no desuperaquecimento da mesma, com isso, a equação (6) pode ser aplicada, e desta forma é obtida a taxa de transferência de calor necessária para desuperaquecer a amônia, conforme Tabela 6:

Tabela 6 – Tabela de cálculo da taxa de transferência de calor de desuperaquecimento q ;

\dot{m}	i_e	i_s	q
kg/s	kJ/kg	kJ/kg	W
0,1385	1703,15	1487,68	29848

O método da efetividade NUT possibilita o cálculo da taxa máxima de transferência de calor conhecendo as vazões dos fluidos e suas temperaturas de entrada no trocador de calor, considerando a temperatura de entrada do ar como sendo 30°C, as propriedades dos fluidos

foram obtidas de tabelas na temperatura média de operação. Com esses parâmetros, e com a aplicação das equações (20) e (21), a Tabela 7 diz:

Tabela 7 – Tabela de cálculo de q_{\max} .

$T_{\text{nh}_3,e}$	$T_{\text{ar},e}$	\dot{m}_{nh_3}	\dot{m}_{ar}	c_{p,nh_3}	$c_{p,\text{ar}}$	$C_{\text{nh}_3}=C_{\min}$	$C_{\text{ar}}=C_{\max}$	q_{\max}
°C	°C	kg/s	kg/s	kJ/kg.K	kJ/kg.K	W/K	W/K	W
112	30	0,1385	0,8841	2,73	1,0075	378,1	890,7	31004

Os valores de (q_{\max}) e de (q) são muito próximos, ou seja, para atingir a taxa necessária para desuperaquecer totalmente a amônia o desuperaquecedor precisaria de uma eficiência de **96%**, o que é inviável. Pela geometria do equipamento, o bloco de tubos aletados do desuperaquecedor teria 4 tubos na passagem de ar, com 36 fileiras, de tubos de 1,793m de comprimento. Sem contar com as curvas, esta geometria teria 338 m² de área de troca térmica. Com o coeficiente global de transferência de calor (U) e C_{\min} já calculados, o trocador de calor proposto teria $NUT = 3,81$ pela equação (24). E assim, com a equação (25) a eficiência obtida é de **89%**. Com esta eficiência, a taxa de transferência de calor do equipamento seria de $q = 27594 \text{ W}$, taxa próxima do valor necessário para o desuperaquecimento total da amônia.

Para uma melhor abordagem do resultado obtido, abaixo serão demonstrados dois gráficos, nas Figuras 4.4 e 4.5, que levam em consideração a temperatura de bulbo seco do ar na entrada do desuperaquecedor, variando esta de 20°C até 35°C. Conforme já mencionado neste trabalho, qualquer alteração de parâmetro em um dos componentes do ciclo de refrigeração, acarreta em mudanças em todos os demais componentes. Entretanto, para o desenvolvimento dos gráficos a seguir todos os componentes do ciclo foram mantidos constantes, e apenas a temperatura de entrada no desuperaquecedor foi alterada. Esta consideração foi adotada visto que é difícil prever exatamente todas as mudanças no ciclo que a alteração da temperatura do ar acarretaria.

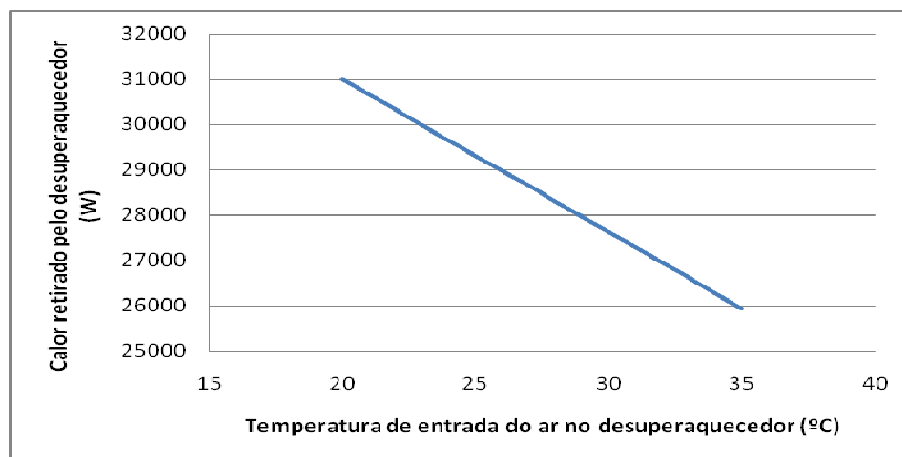


Figura 4.4 – Gráfico de desempenho do desuperaquecedor q X T_{ar} .

Pelo gráfico verifica-se que o desuperaquecedor, mesmo utilizando apenas o ar como fonte fria para o resfriamento da amônia atinge taxas de transferência de calor de até 15% da capacidade nominal do equipamento, que é de 200 kW.

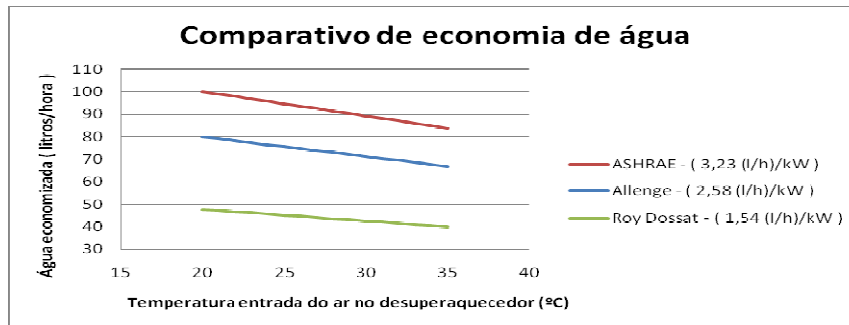


Figura 4.5 – Gráfico de desempenho do desuperaquecedor, economia de água.

O gráfico acima demonstra a economia de água obtida com a implementação do desuperaquecedor proposto. Como *ASHRAE* (2008), *Dossat* (1980) e o catálogo da empresa *Allenge* diferem quanto ao consumo de água de um condensador evaporativo, o gráfico contempla os valores de cada uma das fontes. Pelo catálogo do fabricante, o condensador em questão tem um consumo de 520 litros/hora, e pelo gráfico, vemos que em dias de condições climáticas favoráveis pode-se economizar até 80 litros/hora, uma economia de 15%.

4.3. Subresfriador

Todos os condensadores evaporativos trabalham com a recirculação de água, e para isso ser possível, possuem uma bacia na parte inferior, onde a água é armazenada e re-bombeada para os chuveiros do equipamento. A proposta deste trabalho é fazer com que o coletor de amônia líquida (condensada) do equipamento passe por dentro da bacia com água, subresfriando a mesma, ganhando em capacidade. O equipamento estudado utiliza como coletor um tubo de aço, norma SCH 40 com $D_e = 60,3$ mm, $D_i = 52,5$ mm e uma espessura de parede de $e = 3,9$ mm, e o comprimento desde tubo dentro da bacia será de 6,4 m, desconsideradas as curvas.

O cálculo do coeficiente interno de transferência de calor (h_i) é feito com a mesma metodologia utilizada para o desuperaquecedor, utilizando 33°C como a temperatura média da amônia para obtenção das propriedades da mesma, à uma pressão de 13,5 bar. Para que a equação (13) seja utilizada, será definido primeiramente Reynolds, Prandtl e Nusselt.

Tabela 8 – Tabela de valores para o cálculo de Re e Pr.

μ	ρ	k	c_p	D_i	V_i	Re	Pr
kg/m.s	kg/m ³	W/m.K	kJ/kg.K	mm	m/s	adim	adim
$1,31 \times 10^{-4}$	590,5	0,4625	4,74	52,5	0,10	23596	1,34

Com os números de Reynolds e Prandtl calculados para a amônia no interior do tubo, verifica-se que as mesmas 3 correlações para Nusselt utilizadas no desuperaquecedor são válidas, conforme as equações (14), (15) e (16):

Tabela 9 – Tabela de cálculo dos números de Nusselt, Nu.

<i>Dittus-Boelter</i>	<i>Sieder e Tate</i>	<i>Gnielinski</i>	Média
Nu (adim)	Nu (adim)	Nu (adim)	Nu (adim)
79,09	93,80	82,31	85,07

Com os valores obtidos nas tabelas 8 e 9 a utilização da equação (13) é possível, e assim o coeficiente de transferência de calor interno, $h_i = 749,42$ W/m².K.

Como o tubo estará submerso em água, o coeficiente externo de transferência de calor h_e é considerado como convecção livre, conforme equação (17). Ocorre que será necessária a resolução das equações (18) e (19), que dependem das propriedades do fluido externo, no caso água, e como gráficos demonstrativos serão feitos, variando a temperatura da água na bacia, o coeficiente de transferência de calor interno também sofrerá alteração. Com isso, teremos um coeficiente global de transferência de calor global (U) e toda a metodologia do método da efetividade NUT variáveis. A metodologia de cálculo do método da efetividade NUT foi semelhante aos cálculos anteriores do desuperaquecedor, alterando apenas a equação (25) pela (26), pois como a fonte fria é a bacia do equipamento, a vazão é considerada infinita, com $C = \infty$, logo $C_{\min} / C_{\max} = 0$, justificando a utilização da equação (26).

Este trabalho faz uma variação na temperatura da água igual à variação utilizada na temperatura do ar no desuperaquecedor, pois segundo *ASHRAE* (2008) ocorre um equilíbrio entre a temperatura da água da bacia e a temperatura (T_{bs}) do ar na saída do equipamento, conforme Figura 4.6 abaixo:

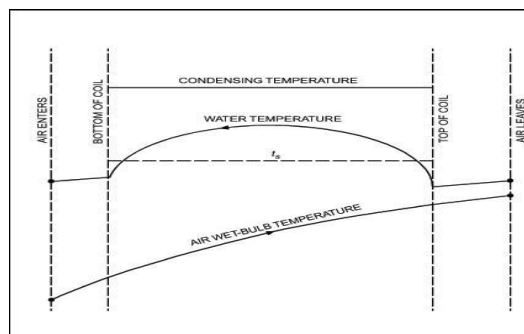


Figura 4.6 – Diagrama de temperaturas em condensador evaporativo (Fonte: ASHRAE, 2008)

Este comportamento de equilíbrio entre as temperaturas foi verificado por *Nakalski* (2007), que depois de medições feitas em um equipamento, constatou semelhança entre os resultados obtidos e o gráfico da Figura 4.6.

Sendo assim, com variações da temperatura da água de 20°C a 35°C foram obtidos valores de coeficiente externos de transferência de calor (h_e) de **492,6 W/m².K à 3,73 W/m².K**, gerando uma variação no coeficiente global de transferência de calor (U) de **275,5 W/m².K à 3,70 W/m².K**. Os valores de **efetividade do trocador variam de 40% até 0%**, também anulando a efetividade quando a temperatura da bacia atinge os 35°C. A planilha de cálculo criada para estes cálculos está apresentada no Anexo IV, com os valores de 20°C e de 34°C para a água da bacia.

Seguem abaixo dois gráficos, Figuras 4.7 e 4.8, para uma melhor abordagem do ganho oferecido pelo subresfriador, com a variação da água da bacia de 20°C à 35°C.

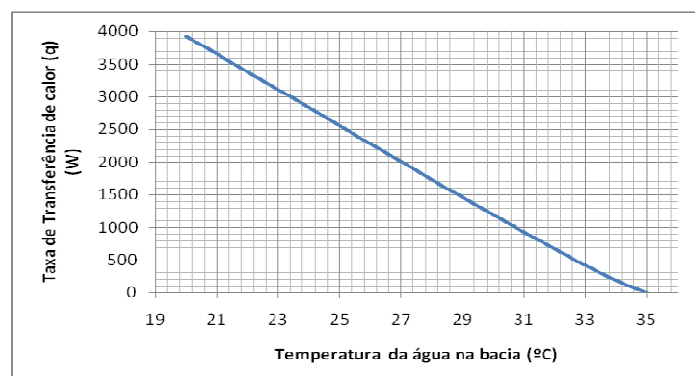


Figura 4.7 – Gráfico de desempenho do subresfriador, q x T_{ab} .

Pelo gráfico verifica-se que o subresfriador pode contribuir com até 4 kW para o desempenho do condensador. Pode parecer pouco, mas cabe lembrar que são 4 kW retirados exatamente no final do processo de condensação, que pode garantir a condensação total da amônia.

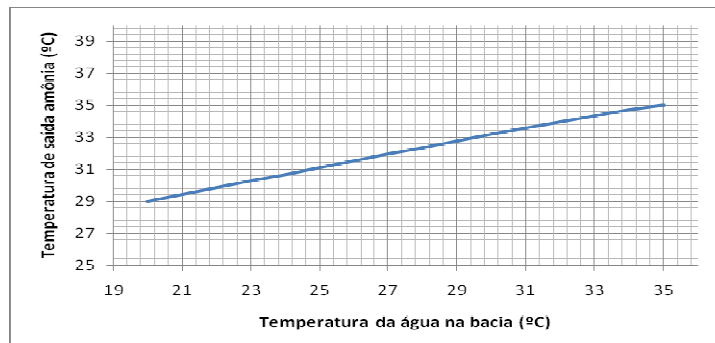


Figura 4.8 – Gráfico de desempenho do subresfriador, Ts x Tab.

Este gráfico mostra que mesmo sendo uma taxa de transferência de calor relativamente baixa, na temperatura de saída da amônia pode significar até 6°C, garantindo o subresfriamento.

5. CONCLUSÃO

Pelos resultados apresentados ficou evidente o funcionamento de ambas as melhorias propostas, com economia de água em torno de 12 a 15%, enquanto que o subresfriador pode garantir até 6°C de subresfriamento para a amônia. Considerado que existem equipamentos deste tipo com consumo superior a 6.500 litros/hora, a economia de 15% se torna bastante interessante. Os componentes dimensionados podem ser implementados sem grandes alterações estruturais do equipamento, e com o custo de fabricação elevado em aproximadamente 18%, valor aceitável levando em consideração que o equipamento proposto tem um consumo de água menor, diminuindo o seu custo de operação.

Outro ponto importante que deve ser levado em consideração é o fato de que a eficiência de um condensador evaporativo está diretamente ligado ao molhamento das serpentinas condensadoras, e desuperaquecendo a amônia e diminuindo a evaporação no início do processo de condensação, a taxa de molhamento no restante dos tubos será melhorada, aumentando a eficiência do equipamento.

Este trabalho acompanhou a tendência mundial de preocupação com o meio ambiente, criando alternativas para economia de recursos naturais e o aproveitamento total de energia disponível, mas isso gera custos que infelizmente no nosso país ainda não são compreendidos pelo mercado em prol do meio ambiente.

Felizmente algumas empresas já começam a despertar para projetos sustentáveis, impulsionando e apoiando projetos ecologicamente corretos, e quem sabe em um futuro não tão distante, o meio ambiente pese tanto quanto o custo para que os consumidores selecionem os seus produtos.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLENGE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL LTDA; (<http://www.allenge.com.br>) acessado em 05/09/2009.

ALLENGE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL LTDA; “**Catálogo de Equipamentos**”, Porto Alegre, Brasil, 2009.

ASHRAE; “**Methods of testing for rating water-cooled refrigerant condensers**”, Standard 22 (2003).

ASHRAE HANDBOOK; “**HVAC Systems and Equipment (SI)**”, 2008.

BRIGGS, D. E. e YOUNG, E. H.; “**Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes**”, CEP Symp. Ser. 41, vol. 59, 1963.

COOL PACK v 1.46; software do Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, 2000. (<http://www.et.dtu.dk/coolpack>).

DOSSAT, R. J.; “**Princípios de Refrigeração**”; Hemus Editora Livraria Limitada – SP, 1980.

GOULD CONTARDO; “**Catálogo de Equipamentos Frigoríficos**”, Milano, Itália, (1974).

INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P.; “**Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**”, LTC Editora, 5ª edição, Rio de Janeiro, 2003.

KERN, D. Q.; “**Processos de Transmissão de Calor**”, Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois, 1980.

NAKALSKI, A. T.; “**Modelos Matemáticos para o Aprimoramento do Desempenho Térmico de Condensadores Evaporativos**”, Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia, PPGEM, UFRGS, 2007.

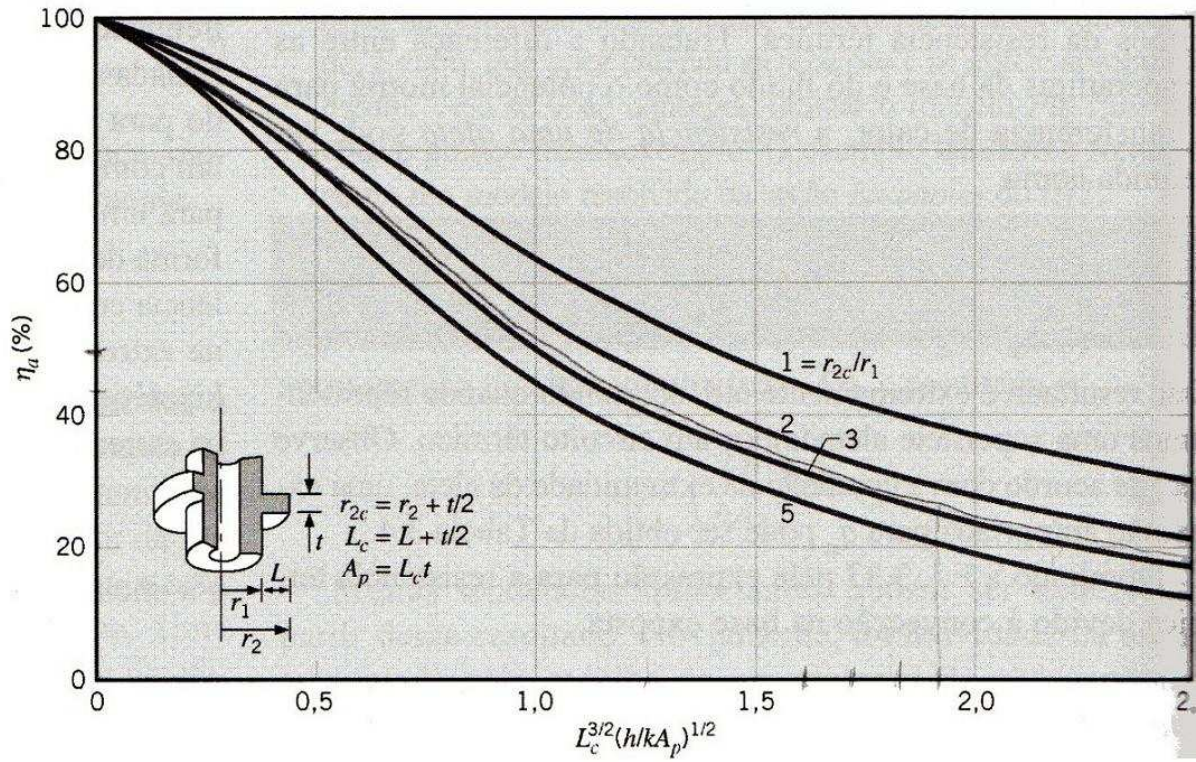
OZISIK, M. N.; “**Transferência de Calor**”; Editora Guanabara Koogan, 1990.

PORTAL DA REFRIGERAÇÃO; (<http://www.refrigeracao.net>) acessado em 02/10/2009.

RAYMUNDO, C. A. G.; “**Manual de Cálculo – Refrigeração por Compressão de Vapor**”, Manual de cálculo promocional, patrocinado pela empresa Allenge, 2009.

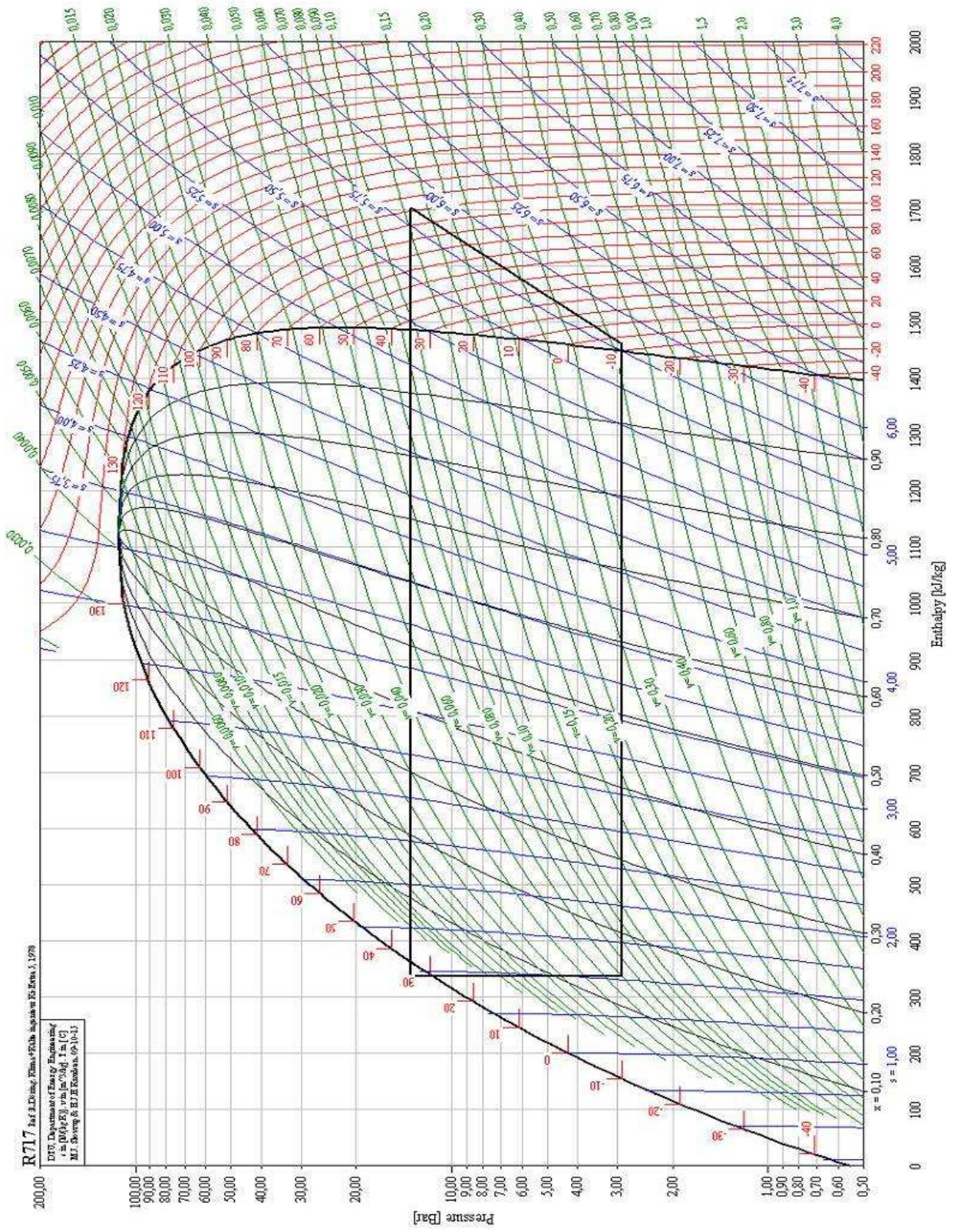
ANEXO I

Gráfico para obtenção da eficiência da aleta, conforme *Incropera e DeWitt* (2002):



ANEXO II

Diagrama P x h do ciclo determinado:



ANEXO III

Folha de dados do compressor:

MYCOM RECIPRO COMPRESSOR PERFORMANCE SINGLE STAGE(BOOSTER) 08-27-2009

REFRIGERANT	AMMONIA	1
MODEL	N4WB	N
BOOSTER		
CAPACITY	[kW]	153,4
CAPACITY	[TR]	43,6
ABSORBED POWER	[kW]	41,8
SPEED	[Rpm]	870
LOAD	[%]	100
CONDENSING TEMP.	[degC]	35,0
EVAPORATIVE TEMP.	[degC]	-10,0
SUCTION SUPERHEAT	[degC]	5,00
LIQUID SUBCOOLING	[degC]	5,00
SUCTION TEMP.	[degC]	-5,00
SUCTION PRES.	[MPaA]	0,291
DISCHARGE PRES.	[MPaA]	1,35
SUCTION PRES.LOSS	[MPaA]	0,000
DISCHARGE PRES.LOSS	[MPaA]	0,000
SWEPT VOLUME	[m3/h]	277
DISCHARGE TEMP.	[degC]	112
REFRIG. FLOW RATE(SUC.)	[m3/h]	213
REFRIG. FLOW RATE(DIS.)	[m3/h]	67,7
REFRIG. FLOW RATE(SUC.)	[Kg/h]	498,7
REFRIG. FLOW RATE(DIS.)	[Kg/h]	498,7
OIL HEAT REJECTION	[kW]	1,16
JACKET HEAT RADIATION	[kW]	3,38
COP	[-]	3,67

— SUPERHEAT is not counted in refrigeration capacity —

— WITH WATERCOOLED OIL COOLER —

ANEXO IV

Planilha de cálculo do subresfriador.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	SUBRESFRIADOR										
2											
3	Tubo de De = 60,3mm										
4	Amonia interna 35°C										
5											
6											
7	Temperatura água na bacia			Th2ob °C	20	Com isso:					
8	Temperatura superfície			Ts °C	27,5	Coeficiente global de transferência de calor		U (W/m²K)	275,475523		
9	Temperatura filme			Tf °C	23,75	Pelo método NUT					
10											
11											
12	Viscosidade água	μ (kg/ms)	0,00089859			Efetividade		NUT	0,5090		
13	Densidade	ρ (kg/m³)	996,9701085					ε	0,40		
14	Viscosidade cinemática	ν (m²/s)	9,01321E-07	μ/ρ							
15	Condutividade água	k (W/mK)	0,608753942			Calor máximo retirado		q max (W)	9842,85		
16	Calor específico	Cp (J/kgK)	4206,796407								
17	Difusividade Térmica	α (m²/s)	1,45147E-07	k/ρ CP			Calor retirado pelo subresfriador		q (W)	3926,22	
18	Coeficiente de Expansão	β (K⁻¹)	0,000245608					q (kW)	3,93		
19	Prandtl	Pr (adimen)	6,299872821					q (kcal/h)	3376,55		
20											
21											
22	Número de Rayleigh	Ra (adimen)	3,025E+07			Temperatura de saída da amônia		Tnh3s (°C)	29,02		
23											
24	Nusselt Correlação de Churchill e Chu (Ra < 10¹²)	Nu (adimen)	48,79338674								
25											
26											
27	Coeficiente de transferência de calor externo	he (W/m² K)	492,5898264								
28											
29											
30											

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	SUBRESFRIADOR										
2											
3	Tubo de De = 60,3mm										
4	Amonia interna 35°C										
5											
6											
7	Temperatura água na bacia			Th2ob °C	34	Com isso:					
8	Temperatura superfície			Ts °C	34,5	Coeficiente global de transferência de calor		U (W/m²K)	183,123221		
9	Temperatura filme			Tf °C	34,25	Pelo método NUT					
10											
11											
12	Viscosidade água	μ (kg/ms)	0,000711073			Efetividade		NUT	0,3383		
13	Densidade	ρ (kg/m³)	993,9705855					ε	0,29		
14	Viscosidade cinemática	ν (m²/s)	7,15386E-07	μ/ρ							
15	Condutividade água	k (W/mK)	0,623608321			Calor máximo retirado		q max (W)	656,19		
16	Calor específico	Cp (J/kgK)	4224,045218								
17	Difusividade Térmica	α (m²/s)	1,485E-07	k/ρ CP			Calor retirado pelo subresfriador		q (W)	188,36	
18	Coeficiente de Expansão	β (K⁻¹)	0,000340981					q (kW)	0,19		
19	Prandtl	Pr (adimen)	4,853738861					q (kcal/h)	161,99		
20											
21											
22	Número de Rayleigh	Ra (adimen)	3,448E+06			Temperatura de saída da amônia		Tnh3s (°C)	34,71		
23											
24	Nusselt Correlação de Churchill e Chu (Ra < 10¹²)	Nu (adimen)	25,04538233								
25											
26											
27	Coeficiente de transferência de calor externo	he (W/m² K)	259,0134134								
28											
29											
30											
31											