



**ARA 7394 – Trabalho de Conclusão de Engenharia**  
**Universidade Federal de Santa Catarina**  
**Campus Araranguá**  
**Curso de Engenharia de Energia**

**DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE  
TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM CONDENSADOR DO TIPO  
CASCO E TUBO DE UM CHILLER POR ADSORÇÃO DE AMÔNIA EM  
NaBr**

**PATRICK NIKSON RUBBO**

Artigo científico, apresentado ao Curso de Engenharia de Energia como requisito para aprovação na Disciplina ARA7394 – Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia, sob supervisão da Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Elise Meister Sommer, orientação do Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira e avaliação dos seguintes docentes:

---

Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira  
Universidade Federal de Santa Catarina.  
Orientador

---

Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Giuliano Arns Rampinelli  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dra. Elise Meister Sommer  
Universidade Federal de Santa Catarina  
(Suplente)

Araranguá, 10 de Dezembro de 2014.

# DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE UM CONDENSADOR DO TIPO CASCO E TUBO DE UM CHILLER POR ADSORÇÃO DE AMÔNIA EM NaBr

Patrick Nikson Rubbo\*

## RESUMO

O trocador de calor mais frequentemente usado em processos industriais é o tipo casco e tubos. Estes trocadores são amplamente utilizados no aquecimento, resfriamento, evaporação e condensação de fluidos. Trocadores de calor deste tipo têm muitas aplicações nas indústrias de geração e reaproveitamento de energia. Este trabalho propõe um estudo teórico e experimental do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo casco e tubo TEMA E utilizado em um *Chiller* por adsorção de amônia em NaBr. Para o desenvolvimento da pesquisa foi utilizado um condensador do tipo casco e tubo com um passe com quatro defletores e 19 tubos internos. No modelo teórico a análise para o lado do casco foi baseada no método de Bell-Delaware (1960), e para o interior dos tubos, nas correlações descritas por Chato (1962) e Rohsenow (1973) objetivando o cálculo do coeficiente global de transferência de calor. A partir dos cálculos empregados pode-se verificar que o valor teórico encontrado está dentro da margem de erro verificada na parte experimental.

**Palavras-chaves:** Amônia; coeficiente global de transferência de calor; condensador. trocadores de calor.

\*Graduando em Engenharia de Energia. Universidade Federal de Santa Catarina

E-mail: patrickrubbo@hotmail.com

## LISTA DE SIMBOLOS

*Símbolos Romanos:*

$A_e$	<i>Área de Superfície externa da parede dos tubos</i>	$[m^2]$
$A_i$	<i>Área da Superfície interna da parede dos tubos</i>	$[m^2]$
$A_s$	<i>Área de Superfície de Troca Térmica</i>	$[m^2]$
$B_c$	<i>Porcentagem de corte do defletor</i>	%
$C_1$	<i>Constante de disposição dos tubos</i>	-
$C_{bh}$	<i>Constante</i>	-
$C_p$	<i>Calor específico</i>	$[k]. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}]$
$C_{pl}$	<i>Calor específico do líquido</i>	$[k]. kg^{-1}. ^\circ C^{-1}]$
$D_i$	<i>Diâmetro interno do casco</i>	$[m]$
$D_o$	<i>Diâmetro externo do Casco</i>	$[m]$
$D_{clt}$	<i>Diâmetro limite central do feixe tubular</i>	$[m]$
$D_{i_{bocal}}$	<i>Diâmetro interno de entrada no bocal</i>	$[m]$
$D_{o_{bocal}}$	<i>Diâmetro externo de entrada no bocal</i>	$[m]$
$D_{olt}$	<i>Diâmetro limite externo do feixe tubular</i>	$[m]$
$D_{si}$	<i>Diâmetro interno do tubo</i>	$[m]$
$D_{so}$	<i>Diâmetro externo do tubo</i>	$[m]$
$D_w$	<i>Diâmetro equivalente da janela</i>	$[m]$
$F_c$	<i>Fração de tubos numa seção de fluxo cruzado</i>	-
$F_{pb}$	<i>Fração da área da seção de fluxo disponível ao fluxo de bypass</i>	$[m^2]$
$F_w$	<i>Fração de tubos na janela do defletor</i>	-
$g$	<i>Aceleração da gravidade</i>	$[m. s^{-2}]$
$h_{ent}$	<i>Entalpia de entrada do fluido no tubo</i>	$[kJ. kg^{-1}]$
$h_{fg}$	<i>Entalpia da mudança de fase</i>	$[J. kg^{-1}]$
$h_{ideal}$	<i>Coefficiente de transferência de calor ideal</i>	$[kW. m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
$h_{sai}$	<i>Entalpia de saída do fluido no tubo</i>	$[kJ. kg^{-1}]$
$h_e$	<i>Coefficiente de transferência de calor externo</i>	$[kW. m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
$h_i$	<i>Coefficiente de transferência de calor interno</i>	$[kW. m^{-2}. ^\circ C^{-1}]$
$J_\mu$	<i>Fator de correção da viscosidade</i>	-
$J_B$	<i>Fator de correção de bypass no feixe de tubos</i>	-
$J_C$	<i>Fator de correção devido a configuração do defletor</i>	-
$J_I$	<i>Fator de atrito</i>	-
$J_L$	<i>Fator de correção de vazamento no defletor</i>	-
$J_R$	<i>Fator de correção devido ao fluxo</i>	-

$J_S$	<i>Fator de correção entre os defletores na entrada e saída</i>	–
$L_{cd}$	<i>Folga entre o diametro externo do casco e o defletor</i>	[m]
$L_{cf}$	<i>Folga entre o diametro interno do casco e o feixe de tubo</i>	[m]
$L_{td}$	<i>Folga entre o diametro externo do tubo e o defletor</i>	[m]
$L_{td}$	<i>Folga entre o diametro externo do tubo e o defletor</i>	[m]
$L$	<i>Comprimento do tubo</i>	[m]
$L_{bch}$	<i>Altura livre do defletor</i>	[m]
$L_s$	<i>Espaçamento do primeiro defletor</i>	[m]
$L_{si}$	<i>Espaçamento último do defletor</i>	[m]
$L_{so}$	<i>Espaçamento final do defletor</i>	[m]
$L_{tp}$	<i>Espessura da parede do tubo</i>	[m]
$k$	<i>Condutividade térmica</i>	[W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}$	<i>Vazão mássica</i>	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{NH_3}$	<i>Vazão de amônia</i>	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{H_2O}$	<i>Vazão de água</i>	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_l$	<i>Vazão de líquido condensado</i>	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_v$	<i>Vazão de vapor</i>	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$N_{pt}$	<i>Número de passes</i>	–
$N_B$	<i>Número de defletores</i>	–
$N_c$	<i>Número de fileiras de tubos entre dois cortes do defletor</i>	–
$N_{cw}$	<i>Número de fileiras reias em cada janela do defletor</i>	–
$N_p$	<i>Número de defletores</i>	–
$N_{ss}$	<i>Número de tiras selantes</i>	–
$N_{tc}$	<i>Número de fileiras de tubos cruzados</i>	–
$N_{tt}$	<i>Número de tubos</i>	–
$N_{ttw}$	<i>Número de tubos na janela do defletor</i>	–
$P$	<i>Distância centro a centro dos tubos</i>	[m]
$P_N$	<i>Passo tubular normal no feixe de tubos</i>	[m]
$P_p$	<i>Passo tubular paralelo no feixe de tubos</i>	[m]
$Pr$	<i>Número de Prandtl</i>	–
$\dot{Q}$	<i>Taxa de transferência de Calor</i>	[kW]
$Re$	<i>Número de Reynolds</i>	–
$Re_l$	<i>Número de Reynolds de líquido</i>	–
$Re_v$	<i>Número de Reynolds de vapor</i>	–
$R_{lm}$	<i>Razão entre a área de vazamento e área de fluxo cruzado</i>	–
$R_s$	<i>Razão da área de vazamento casco</i>	–
$SM$	<i>Mínima área na direção do fluxo no casco</i>	[m <sup>2</sup> ]
$S_b$	<i>Fração da área disponível por bypass</i>	[m <sup>2</sup> ]

$S_b$	Área de escoamento da fração desviada	$[m^2]$
$S_m$	Mínima área na direção do fluxo no casco	$[m^2]$
$S_{sb}$	Seção de vazamento entre o casco e o defletor	$[m^2]$
$S_{cd}$	Área de vazamento entre o casco e um defletor	$[m^2]$
$S_{td}$	Área de vazamento entre o tubo e um defletor	$[m^2]$
$S_w$	Área de escoamento através da janela	$[m^2]$
$S_{wg}$	Área total da janela do defletor	$[m^2]$
$S_{wt}$	Área ocupada pelos tubos na janela do defletor	$[m^2]$
$T_{en}$	Temperatura de entrada	$[°C]$
$T_{fe}$	Temperatura fria de entrada	$[°C]$
$T_{fs}$	Temperatura fria de saída	$[°C]$
$T_{qe}$	Temperatura quente de entrada	$[°C]$
$T_{qs}$	Temperatura quente de saída	$[°C]$
$T_{sai}$	Temperatura de saída	$[°C]$
$T_{sat}$	Temperatura de saturação do condensado	$[°C]$
$T_{wall}$	Temperatura na parede	$[°C]$
$U$	Coefficiente global de transferência e alor	$[kW \cdot m^{-2} \cdot °C^{-1}]$
$V_m$	Velocidade média	$[m \cdot s^{-1}]$

*Símbolos Gregos:*

$\theta$	Ângulo de configuração dos tubos	$[°]$
$\theta_{ctl}$	Ângulo de corte do defletor com $D_{ctl}$	$[°]$
$\theta_{as}$	Ângulo do corte do defletor e parede interna do casco	$[°]$
$\mu_{wall}$	Viscosidade na parede	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
$\mu$	Viscosidade dinâmica	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
$\mu_l$	Viscosidade dinâmica do líquido condensado	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
$\mu_v$	Viscosidade dinâmica do vapor	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$
$\rho$	Densidade	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\rho_l$	Densidade do líquido	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\rho_v$	Densidade do vapor	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\nu$	Viscosidade cinemática	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\alpha$	Difusividade térmica	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\Delta t_{ml}$	Diferença média logarítmica (LMTD)	$[°C]$

## 1 INTRODUÇÃO

O grande emprego industrial de refrigeração para a conservação de alimentos e o acondicionamento de ar em sistemas de climatização de ambientes servem como exemplo da melhoria na qualidade de vida ao longo dos tempos promovido pela produção artificial do efeito frigorífico. No entanto a tradicional tecnologia de refrigeração por compressão a vapor, já bem desenvolvida, ainda apresenta problemas relacionados aos impactos ambientais provocados por alguns fluidos refrigerantes (efeito estufa, degradação da camada de ozônio) e ao crescente consumo de energia elétrica, geralmente obtida a partir de fontes não renováveis. (RIFFEL, 2008).

Um das alternativas em desenvolvimento são os sistemas de refrigeração por *Chiller* de adsorção que tem seu funcionamento baseado na interação reversível entre um adsorvente e um adsorvato e utilizam predominantemente energia térmica de diversas origens, tais como calor de processos (combustão direta), rejeitos térmicos (trigeração) ou sistemas híbridos (energia solar e calor de combustão) que através de um sistema de trocadores de calor converte a energia térmica em efeito de refrigeração (LEITE et al, 2007).

Como o objetivo de um sistema de refrigeração é vaporizar o refrigerante para retirar calor de um ambiente e/ou processo, o refrigerante deve ser condensado e retornar ao evaporador. Além de sua utilização nos sistemas de refrigeração, os condensadores também são usados extensivamente em processos nas indústrias químicas e nos processos envolvidos na geração de energia.

A condensação em trocadores de calor tem sido analisada em vários estudos analíticos e experimentais na tentativa de compreender os parâmetros fundamentais que afetam esse fenômeno (CARUSO et al, 2012). Apesar disso, ainda restam muitas questões a serem respondidas, pois em geral a maioria das pesquisas é conduzida para problemas industriais específicos e não para entendimento de configurações genéricas (OLINTO, 2005). Os condensadores permitem inúmeras geometrias construtivas para o escoamento de líquidos, gases ou duas fases, gerando diferentes mecanismos de funcionamento e criando confusão e controvérsia na busca por critérios de projetos simples e universais (WEAVER e LIAN, 1993).

Assim, Ribeiro e Goldstein Júnior, (1985) descrevem métodos para os cálculos das características da transferência de calor e perda de carga do escoamento no interior e

no lado do casco em trocadores de calor de casco e tubos baseados nos estudos de Kern (1958), Tinker (1958), Bell-Delaware (1960) e Rohsenow (1973). Posteriormente, Copetti (1989) apresentou as principais características desses métodos e desenvolveu uma metodologia de cálculo aplicada aos trocadores de calor de casco e tubo.

Esses trocadores são basicamente, um feixe de tubos envolvidos por um casco, normalmente cilíndrico, circulando um fluido externamente ao feixe de tubos e outro fluido por seu interior. Os seus componentes principais são os cabeçotes de entrada e saída, casco, feixe de tubos e os defletores (BICCA, 2005).

A norma TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 1988) atribuiu uma classificação alfabética correspondente às partes e formas construtivas. Os trocadores de calor casco e tubo são identificados através de três letras que correspondem às seguintes partes: tipo de cabeçote estacionário (A, B, C, N, D), tipo de casco (E, F, H, J, K, X) e tipos de cabeçotes de retorno (L, M, N, P, S, T, U, W) conforme Anexo I.

O trocador de calor de casco simples do tipo TEMA E é o mais comum devido ao seu baixo custo e versatilidade. Neste tipo de trocador, o fluido do casco entra por uma extremidade e sai na extremidade oposta, existindo apenas um passe no casco, os tubos são suportados por defletores transversais. Essa é a configuração mais comum para aplicações em que não haja mudança de fase do fluido que escoar no lado do casco (OLINTO, 2005).

Os defletores dividem parcialmente o casco e possuem a função de conduzir o escoamento do fluido de forma ora cruzado, ora em paralelo o que ocasiona turbulência e um maior tempo de resistência do fluido no casco, promovendo um aumento na transferência de calor (COPETTI, 1989).

Os trocadores de calor de casco e tubos representam algo em torno de 60% de todos os trocadores de calor empregados nos processos industriais, pois podem ser projetados para operar em diferentes escalas de pressão e temperatura em inúmeras aplicações (HEWITT et al, 1993).

Para um melhor entendimento do processo de troca térmica no condensador, este trabalho verifica experimentalmente o cálculo do coeficiente global de transferência de calor de um condensador do tipo de casco e tubo, que será utilizado em um *Chiller* por adsorção de amônia em NaBr, pois chillers são máquinas térmicas que operam segundo definidos ciclos, onde o seu fluido de trabalho remove calor de um

determinado meio produzindo resfriamento artificial que pode ser utilizado para fins de climatização ou refrigeração (MEDEIROS e BARBOSA, 2009).

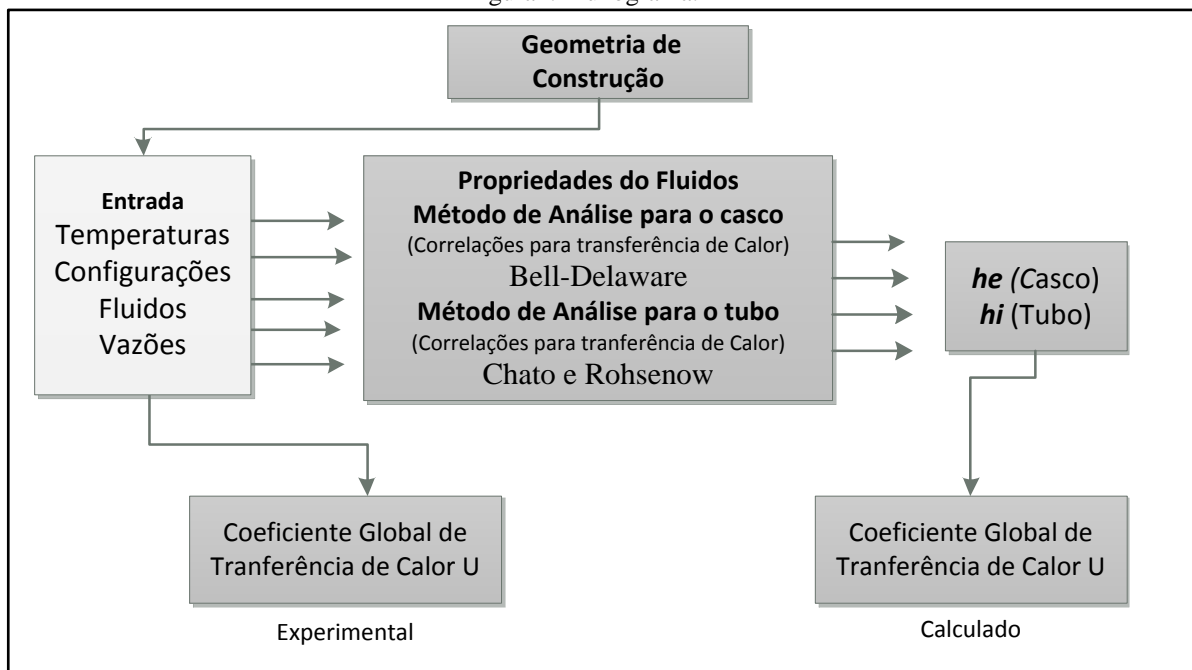
Os valores do cálculo experimental são comparados com os valores obtidos através de modelos teóricos descritos. No lado do casco, o modelo teórico utiliza o método de Bell-Delaware, (1960), que é baseado nas correntes de fluxos descritas por Tinker, (1958), e para o interior dos tubos, o modelo calcula as relações descritas por Chato, (1962) e Rohsenow, (1973). Através deste estudo, determinou-se a capacidade de rejeição de calor no condensador e o efeito da variação dos parâmetros de operação no coeficiente global de transferência de calor.



## 2 MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho fez a verificação experimental do coeficiente global de transferência de calor de um condensador de casco e tubo e os compara com valores calculados pelo modelo teórico proposto. Para isso, utilizou as equações descritas do método de Bell-Delaware, (1960) baseado nas correntes de fluxos descritas por Tinker, (1958) para o lado do casco, e para o interior dos tubos, onde foram utilizadas as relações descritas por Chato, (1962) e Rohsenow, (1973) conforme demonstrado no fluxograma da Figura 1.

Figura1: Fluxograma.

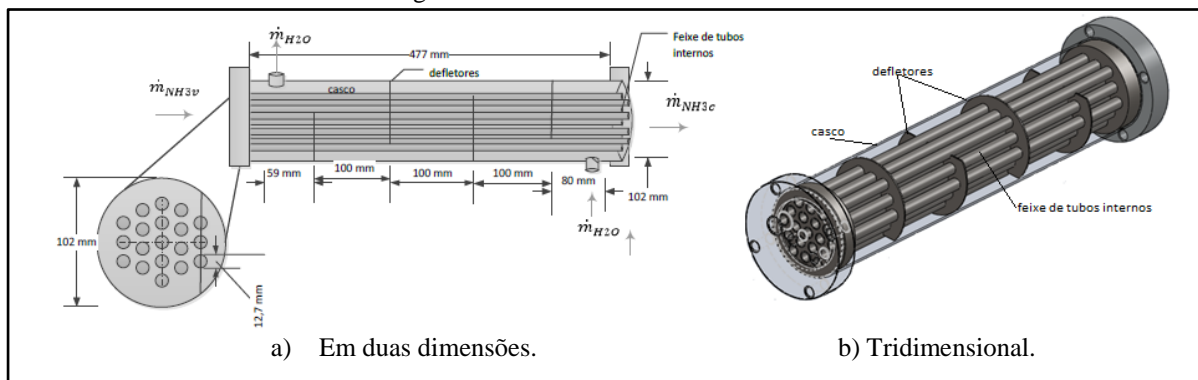


Fonte: Autor.

### 2.1 Descrição do aparato experimental

O estudo utilizou um condensador do tipo casco e tubo TEMA E, com casco de 0,098 m de diâmetro interno e 0,102 m de diâmetro externo de PVC (policloreto de vinil). Em seu interior, multitubular, é percorrido por 19 tubos de aço carbono, dispostos em um fluxo contracorrente configurados em um passe. Cada tubo apresenta 0,0127 m de diâmetro externo, 0,0103 m de diâmetro interno com 0,479 m de comprimento e condutividade térmica  $k$  de 65 W/m.°C. O casco, internamente, é dividido em seções com quatro defletores demonstrado na Figura 2.

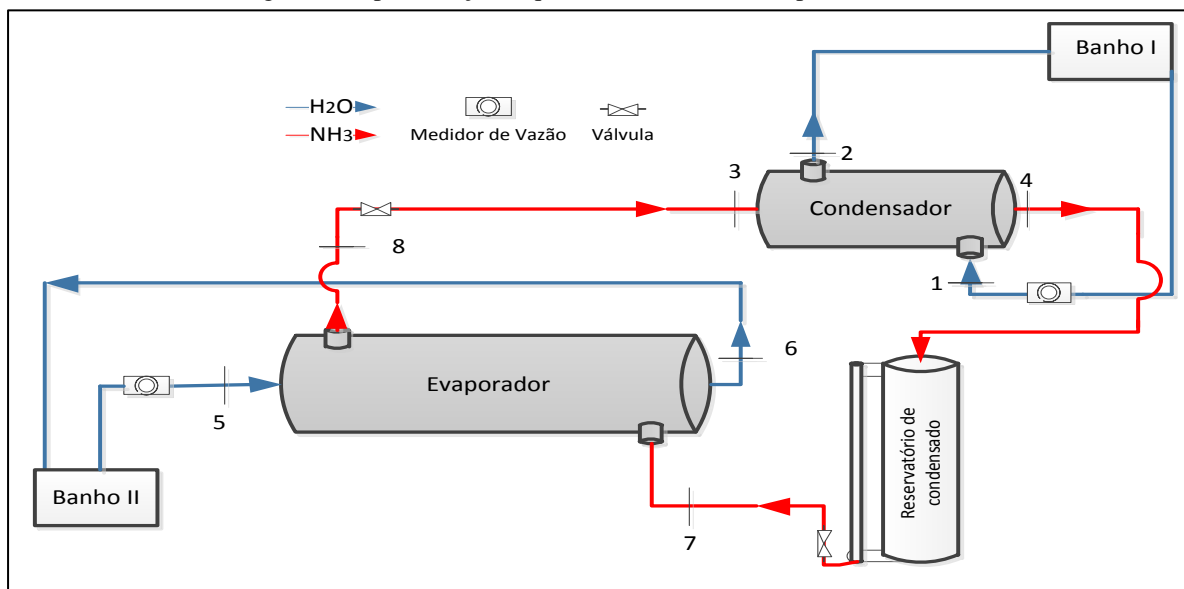
Figura 2: Condensador de casco e tubos



Fonte: GENEROSO, 2014.

O condensador é um dos componentes utilizado na bancada experimental do *Chiller* por adsorção de amônia em NaBr, onde o fluido para condensação, a ( $\text{NH}_3$ ) provém de um evaporador (3) e percorre os tubos internamente e após sua condensação (4) é depositado em um reservatório. Já para o lado do casco é percorrido com  $\text{H}_2\text{O}$  proveniente de um banho termostático (1) atravessa todo o casco e retorna ao banho (2) com demonstrado de forma esquemática na Figura 3. Toda tubulação exterior e os equipamentos foram envolvidos com espuma elastomérica para fins de isolamento térmico.

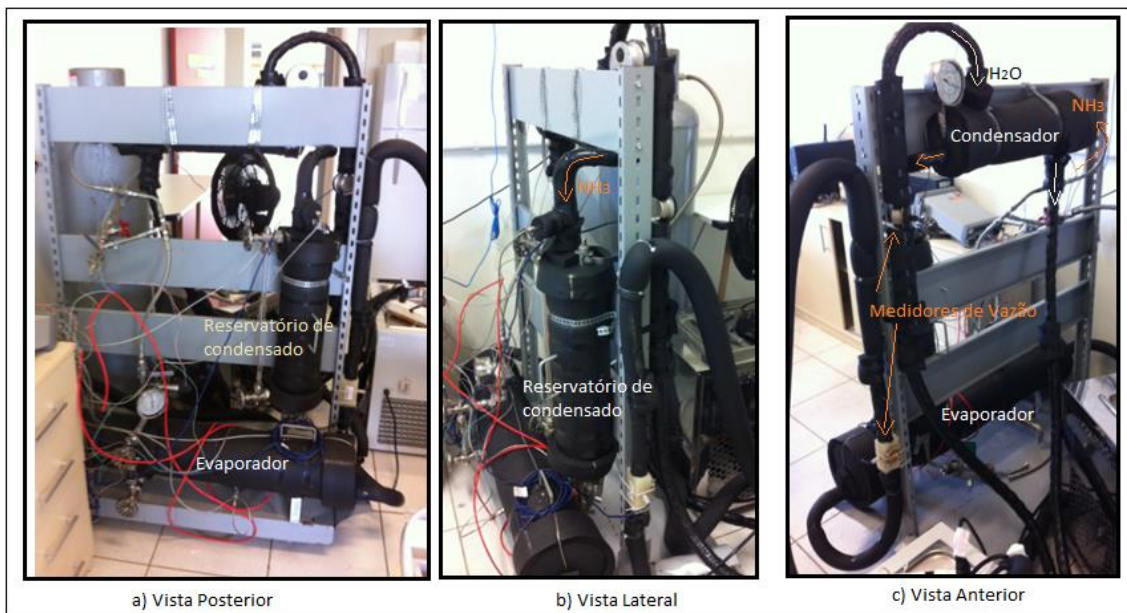
Figura 3: Representação esquemática da bancada experimental



Fonte: Autor.

Deste modo, a representação real da montagem do protótipo está ilustrada na Figura 4.

Figura 4: Bancada experimental.



Fonte: Autor.

A instalação da bancada experimental foi montada no Laboratório de Ciências Térmicas Aplicadas (LABCITEA) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Campus Araranguá.

### 2.1.1 Equipamentos de medidas

No decorrer do experimento com o protótipo, três grandezas foram medidas em locais específicos do trocador de calor, de modo a caracterizar o funcionamento do mesmo: temperatura, vazão e pressão. Para tal, foram utilizados sensores de temperatura, medidor de pressão e medidores de vazão de líquidos. Todos os demais parâmetros necessários para caracterização das condições de trabalho do condensador foram calculados a partir das variáveis medidas.

#### 2.1.1.1 Sensores de temperatura

As temperaturas de entrada e saída do fluido no lado do casco foram medidas através de sensores de temperatura termorresistivos de Platina (PT 100 - 1/10DIN), com ligação a quatro fios e incerteza de  $(\pm 0,03 + 0,0005T)$  entre faixa de 0 a 120°C. Para as demais medições foram utilizados sensores de temperatura termorresistivos de Platina

(PT 100-Classe A), com ligação a quatro fios e incerteza de  $(\pm 0,15+0,002T)$  para temperatura de 0 a 100 °C, conforme especificação da norma DIN-IEC-751/85.

### 2.1.1.2 Sensor de pressão

No equipamento, encontram-se instalado um sensor de pressão, onde se destina a medição da pressão durante o funcionamento do protótipo. O sensor de pressão utilizado foi o PSI.010 Zürich, com incerteza 0,25% de fundo de escala de instalado, na tampa lateral do condensador, na entrada da amônia.

### 2.1.1.3 Medidor de vazão de líquidos

A água circulante no condensador, no interior casco, foi medida com medidor de vazão líquidos de turbina, modelo FTB 4700 da marca Omega, com precisão de  $\pm 1\%$  de fundo de escala, conectado por meio de tubulação e próximo à entrada do fluido no casco, respeitando cinco diâmetros de tubo a montante e a jusante.

## 2.2 Incertezas de Erros e Medições

As incertezas de medição associadas à quantidade de calor rejeitada pelo condensador foram avaliadas a partir da propagação de incertezas das quantidades associadas a ela e que intervém nos ensaios experimentais. O método de propagação de erros (Taylor e Kuyatt, 1994) aplica-se a uma quantidade  $Q$ , função de  $n$  valores individuais independentes  $x_i$ , cujas incertezas tem comportamento aleatório e simétrico (tipo gaussiana) e permitem determinar a incerteza  $u_i$  na forma:

$$u_Q = \sqrt{\sum_i \left( \frac{\partial Q}{\partial x_i} \cdot u_i \right)^2} \quad (1)$$

A incerteza da grandeza  $Q$  depende do produto  $\frac{\partial Q}{\partial x_i} u_i$ , e não apenas da derivada ou da incerteza do parâmetro. Assim executado o cálculo do produto para todos os parâmetros independentes de  $Q$ , estes apontam os valores na incerteza final de  $Q$ . O

método de propagação das incertezas foi aplicado considerando os valores declarados nos instrumentos de medição e norma DIN-IEC/85 e estão indicados na Tabela 1.

Tabela 1: Incertezas das grandezas medidas no ensaio

Grandeza	Instrumento	Incerteza associadas $u_i$
Pressão	Zürich PSI.010	$\pm 0,25\%$ fundo de escala
Temperatura	(PT 100- 1/10DIN)	$(\pm 0,03+0,0005T)$ °C
Temperatura	(PT 100-Classe A)	$(\pm 0,15+0,002T)$ °C
Vazão de Água	Omega FTB 4700	$\pm 1\%$ fundo de escala

Fonte: Norma DIN-IEC-751/85 e Fabricantes.

### 2.3 Determinação experimental da potência dissipada no condensador e do coeficiente global de transferência de calor.

Em sistemas com escoamentos em regime permanente com vazões mássicas constantes de fluidos incompressíveis, se as variações de energia cinética e potencial forem desprezíveis e sem a incidência de trabalho, o balanço de energia dos fluidos envolvidos na troca térmica, sendo a água no lado do casco e a amônia o fluido a ser condensado no interior dos tubos é dado pela Equação 2 (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$Q = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} \cdot (T_{sai} - T_{ent}) = \dot{m}_{NH_3} \cdot (h_{sai} - h_{ent}) \quad (2)$$

onde  $Q$  é a potência dissipada em kW,  $\dot{m}_{H_2O}$  é a vazão mássica da água em kg/s,  $\dot{m}_{NH_3}$  é a vazão mássica da amônia em kg/s o  $C_{p_{H_2O}}$  é o calor específico da água em kJ/kg.°C,  $T_{sai}$  e  $T_{ent}$  são as temperaturas de saída e entrada da água no casco em °C no trocador e  $h_{ent}$  e  $h_{sai}$  são as entalpias de entrada e saída da amônia no interior dos tubos em kJ/kg.

Desta forma foi determinada a potência dissipada no condensador ( $Q$ ) para o cálculo experimental.

A taxa de transferência de calor também pode ser escrita em função da diferença média logarítmica (LMTD) com configuração de fluxo contracorrente, de acordo com a seguinte equação (SERTH, 2007):

$$Q = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (3)$$

onde  $U$  é coeficiente de transferência de calor global kW/m<sup>2</sup>.°C,  $A_s$  é a área em m<sup>2</sup> da superfície de troca térmica e  $\Delta T_{ml}$  é a diferença média logarítmica em °C .

Assim, o coeficiente global de transferência de calor em uma montagem experimental pode ser calculado a partir do fluxo de calor total  $\dot{Q}$  obtido com a equação 2, com as medições das temperaturas de entrada e saída dos fluidos no condensador e o conhecimento da área de troca térmica aplicadas a Equação 3.

Já para a análise do modelo teórico onde a taxa total de transferência de calor obtida pela Equação 4 pode ser formulada através das somas das resistências térmicas ( $\Sigma Rt$ ) à transferência de calor, e está relacionada com o coeficiente global de transferência de calor da seguinte forma:

$$U.A = 1/(\Sigma Rt) \quad (4)$$

Os somatórios das resistências à transferência de calor entre dois fluidos separados por uma superfície sem incrustações podem ser determinados pela seguinte equação (TABOREK, 1983):

$$\frac{1}{\Sigma Rt} = \frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_e.A_o} \quad (5)$$

onde  $A_i$  e  $A_o$  são as áreas das superfícies internas e externas da parede dos tubos, respectivamente, em  $m^2$ ,  $h_i$  e  $h_e$  são os coeficientes convectivos de transferência de calor das correntes interna e externa, em  $kW/m^2.\text{°C}$  e  $L$  o comprimento do tubo em m, o  $k$  a condutividade térmica da parede do tubo  $kW/m.\text{°C}$ ,  $D_i$  diâmetro interno do tubo em m e o  $D_o$  diâmetro externo do tubo em m.

Desta forma, coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado a partir do conhecimento dos coeficientes de convecção nos fluidos quente ( $h_i$ ) e frio ( $h_e$ ), da condução térmica através da parede do tubo, da área de troca térmica em cada superfície e do comprimento efetivo dos tubos.

Em um trocador casco e tubo com espelho fixo e um passe pelos tubos, a área de troca térmica no lado do casco é função do diâmetro externo do tubo ( $D_o$ ), do comprimento do tubo ( $L$ ), e do número de tubos ( $N_{tt}$ ), ou seja (SOUZA, 2013):

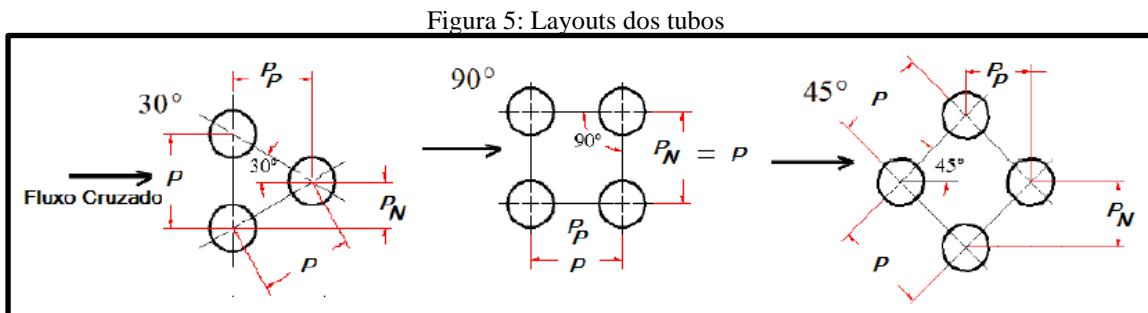
$$A_o = \pi D_o L N_{tt} \quad (6)$$

E o número de tubos ( $N_{tt}$ ), por sua vez, é função do número de passes do fluido pelos tubos e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$N_{tt} = \frac{\pi D_{clt}^2}{4C_1 P^2} \quad (7)$$

onde  $D_{clt}$  é o diâmetro limite central do feixe tubular em m, o  $P$  é a distância centro a centro dos tubos em m e  $C_1$  é a constante de disposição dos tubos e depende do ângulo  $\theta$  e é dado por  $C_1=0,866$  para  $\theta$  de  $30^\circ$ .

O ângulo  $\theta$  é baseado na configuração da disposição tubular no interior do casco e seus layouts principais estão demonstrados na Figura 5.



Fonte: BELL e MUELLER, 2001.

## 2.4 Descrição do método de cálculo da transferência de calor teórica

### 2.4.1 Determinação teórica da potência dissipada no condensador e do coeficiente global de transferência de calor.

O regime de escoamento no lado do casco é definido pelo número de Reynolds, definido como (BICCA, 2005):

$$Re = \frac{Dot \cdot m}{\mu} \quad (8)$$

onde  $Dot$  é o diâmetro externo do tubo em m, o  $m$  é o fluxo mássico no lado do casco e é dado por:

$$m = \dot{m}/SM \quad (9)$$

onde  $\dot{m}$  é a taxa mássica de fluido no lado do casco em kg/s, e  $SM$  é a área de direção de fluxo no casco em  $m^2$  calculada conforme Anexo II.

A tabela 2 apresenta a classificação do escoamento, que é determinado pela condição do intervalo do número de Reynolds.

Tabela 2: Valores de Reynolds para o escoamento no Casco

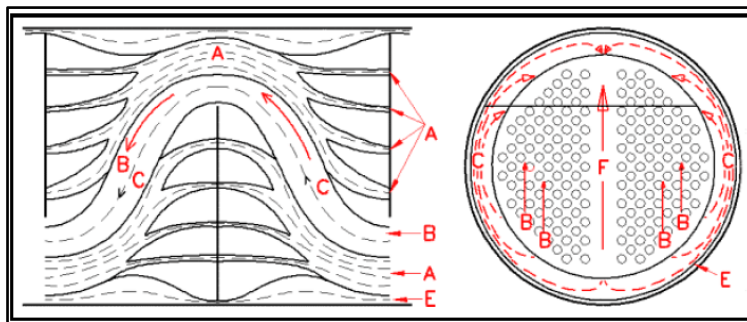
Intervalo	Regime
$Re > 100$	Turbulento e Transição
$Re \leq 100$	Laminar
$Re \leq 20$	Profundamente Laminar

Fonte: BICCA, 2005.

O fluxo monofásico de líquidos e gases sobre feixes de tubos confinados por chicanas em trocador do tipo casco tubo é um importante processo de transferência de calor em numerosas aplicações. Contudo são particularmente complexos por causa de muitos fatores geométricos envolvidos. Taborek (1983) propôs estudos dos métodos de fluxos do lado do casco de trocadores de calor casco tubo com defletores.

Num trocador de casco tubo com defletores, somente uma fração do fluxo do fluido flui através do feixe de tubos no caminho idealizado normal ao eixo dos tubos. Esses caminhos de fluxos foram descritos por Tinker (1958) e estão representados no diagrama esquemático da Figura 6, onde os fluxos são divididos e designados por letras.

Figura 6: Caminhos de fluxos do lado do casco de trocador de calor casco tubo



Fonte: BELL e MUELLER, 2001.

Os fluxos são dependentes do número de tubos, das dimensões geométricas, folgas, e principalmente do arranjo do feixe de tubos (triangular, quadrado ou rotacionado), já apresentado na Figura 5.

O conceito de correntes de fluxo através do trocador foi proposto originalmente por Tinker, (1958), onde o fluxo global é dividido em correntes individuais representadas na Figura 6 e denominadas:



1. Corrente de fluxo cruzado puro (B): corrente de fluxo cruzado efetiva, a qual pode ser relacionada ao fluxo ideal sobre o feixe de tubos. Esta corrente age forçando parte do fluxo através de folgas de vazamento e *bypass*;
2. Corrente de vazamento entre a parede do casco e a extremidade do defletor (E).
3. Corrente de vazamento entre tubos e defletor (A): É formada pela folga entre a parede do tubo e o orifício do defletor;
4. Corrente de *bypass* (C): formada entre a parede do casco e o feixe de tubos.
5. Corrente de *bypass* (F): formada na partição dos tubos devido à ausência de alguns tubos.

Assim, cada uma das correntes apontadas anteriormente exige um fator de correção, pois o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor ( $h_e$ ) em trocadores de calor de casco tubo com defletores é descrito como uma função dos diferentes fatores de correção conforme a seguinte equação:

$$h_e = (J_C J_L J_B J_R J_S J_\mu) h_{ideal} \quad (10)$$

onde  $h_{ideal}$  é o coeficiente de transferência de calor ideal para o escoamento no casco  $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  e os fatores de correção de  $J(i)$  são fatores que levam em consideração os efeitos de vazamentos, desvios de fluxo e da viscosidade, e são conforme na Tabela 3.

Deste modo, o método de Bell-Delaware, (1960) ainda é considerado o mais adequado dos métodos analíticos para o cálculo do coeficiente de transferência de calor de trocadores casco e tubos para o lado do casco, pois se encontra ampla e claramente descrito na bibliografia (BICCA; SECCHI; WADA, 2005).

Tabela 3: Designações dos fatores de correção

<b>Fatores</b>	<b>Correspondências</b>
$J_C$	<i>Fator de correção devido a configuração do defletor</i>
$J_L$	<i>Fator de correção de vazamento no defletor</i>
$J_B$	<i>Fator de correção de bypass no feixe de tubos</i>
$J_R$	<i>Fator de correção adverso ao fluxo laminar</i>
$J_S$	<i>Fator de correção entre os defletores na entrada e saída</i>
$J_\mu$	<i>Fator de correção da viscosidade</i>

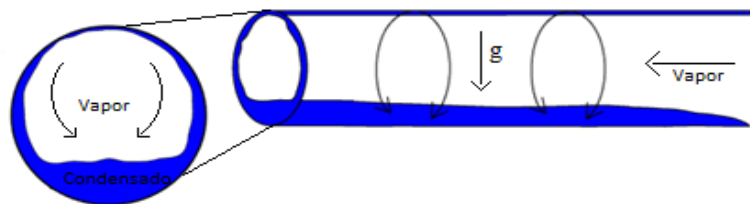
Fonte: Autor

Desta forma, os fatores de correção foram calculados e estão descritos detalhadamente no Anexo II.

### 2.4.2 Cálculo do coeficiente de transferência de calor interno em tubos ( $h_i$ )

A maioria dos processos de condensação nas aplicações de refrigeração e ar condicionado está nas superfícies internas de tubos horizontais ou verticais. Entretanto a análise da transferência de calor em condensação dentro de tubos é complicada, pois é fortemente influenciada pela velocidade do vapor e pela taxa de acumulação de líquido sobre as paredes dos tubos, conforme apresentado na Figura 7. (CHATO, 1962).

Figura 7: Condensação pelicular em tubo horizontal a velocidade de vapor baixa



Fonte: Adaptado de PALEN et al 1979.

O vapor em baixa velocidade, ao entrar em contato com a parte superior do tubo, condensa formando um filme líquido condensado que, por gravidade, escorre para parte inferior do tubo.

Assim, o coeficiente local de transferência de calor varia ao longo do perímetro do tubo, sendo a zona superior a maior contribuição resultante da condensação em filme.

As correlações usadas para os cálculos dos coeficientes de transferência de calor dentro de tubos dependem do regime de escoamento do fluido no tubo, o qual pode ser laminar, turbulento ou de transição. O regime de escoamento pode ser caracterizado através do número de Reynolds, que representa a relação entre as forças inércias e as forças. (BICCA; SECCHI; WADA, 2005).

Desta forma, Osizik (1990), baseados nos estudos de Chato, (1962), recomenda a seguinte expressão para o cálculo do coeficiente de transferência de calor interno ( $h_i$ ) na condensação no interior de tubos na horizontal condicionada através da Equação 12 que determina o vapor a baixa velocidade:

$$h_i = 0,555 \left[ \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D_{si}} \left( h_{fg} + \frac{3}{8} C_{pl} (T_{sat} - T_s) \right) \right]^{1/4} \quad (11)$$

Para:

$$Re_v = (\rho_v V_v D_{si}) / \mu_v < 35.000 \quad (12)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade  $m/s^2$ ,  $\rho_l$  é a densidade do líquido em  $kg/m^3$ ,  $\rho_v$  é a densidade do vapor  $kg/m^3$ ,  $k_l$  a condutividade térmica do líquido em  $kW/m.^{\circ}C$ ,  $T_{sat}$  a temperatura de saturação do fluido em  $^{\circ}C$ ,  $T_s$  a temperatura da superfície em  $^{\circ}C$ ,  $D_{si}$  o diâmetro interno do tubo  $m$ , o  $h_{lg}$  entalpia de mudança de fase  $kJ/kg$  e  $c_{pl}$  o calor específico do líquido  $kJ/kg.K$ .

Nas altas velocidades de vapor, o regime do escoamento bifásico se torna anular, cujo diâmetro diminui à medida que a espessura da camada de condensado aumenta na direção do escoamento. Neste caso, é recomendada a seguinte equação descrita por Rohsenow, (1973):

$$\frac{h_i \cdot D_{si}}{k_l} = 0,026(Pr_l)^{1/3} \left[ Re_l + Re_v \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]^{0,8} \quad (13)$$

onde:

$$Re_l = \frac{4\dot{m}_l}{\pi D_{si} \mu_l} \quad e \quad Re_v = \frac{4\dot{m}_v}{\pi D_{si} \mu_v} \quad (14)$$

Estas equações são válidas para:

$$Re_v > 20000 \quad e \quad Re_l > 5000. \quad (15)$$

Onde  $Re_l$  e  $Re_v$  são os números adimensionais de Reynolds calculados para o líquido e o vapor respectivamente,  $\dot{m}_l$  é a vazão de líquido condensado em  $kg/s$ ,  $\dot{m}_v$  a vazão de vapor em  $kg/s$ ,  $D_{si}$  é o diâmetro interno do tubo em  $m$ ,  $\mu_l$  é a viscosidade dinâmica do líquido em  $kg/m.s$ ,  $\mu_v$  é a viscosidade dinâmica do vapor em  $kg/m.s$ .

O número de Prandtl representa a razão entre as espessuras das camadas limite hidrodinâmica e térmica (INCROPERA, 2003) e é calculada como:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (16)$$

Onde  $\nu$  é viscosidade cinemática em  $m^2/s$ ,  $\alpha$  representa a difusividade térmica em  $m^2/s$ ,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica em  $kg/m.s$ ,  $C_p$  o calor específico em  $kJ/kg.^{\circ}C$  e  $k$  é a condutividade térmica em  $kW/m.^{\circ}C$ .

### 3 RESULTADOS

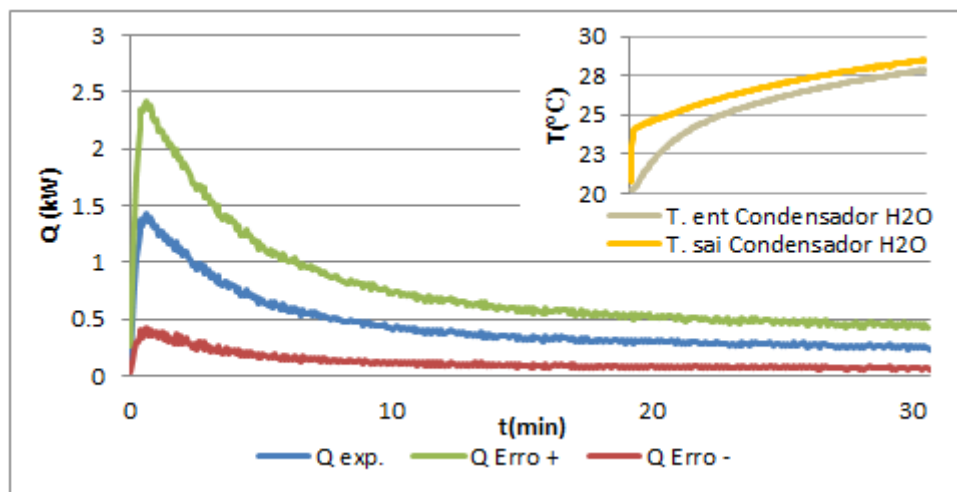
#### 3.1 Resultados experimentais

##### 3.1.1 Influência da variação da vazão na potência dissipada da água no lado do casco do condensador

O experimento I foi realizado com a temperatura inicial da água circulante no interior do evaporador a 30°C, vazão média de 0,22 kg/s e desvio padrão de 0,0009, água no lado do casco do condensador tinha temperatura inicial de 20°C, vazão média de 0,089 kg/s e desvio padrão de 0,002. Foi adquirido um conjunto de medidas durante 30 minutos e dessa forma foi estimada a potência dissipada ( $Q$ ) utilizando a equação 2.

A Figura 8 apresenta o comportamento da potência ( $Q$ ) experimental em função do tempo com suas variações devido às incertezas dos equipamentos de medição determinadas com a Equação 1. Também são apresentadas na mesma figura o comportamento das temperaturas de entrada e saída da água no condensador com uma diferença média de 1,2°C durante o decorrer da realização do experimento. O valor médio de  $Q$  encontrado foi de 0,42 kW.

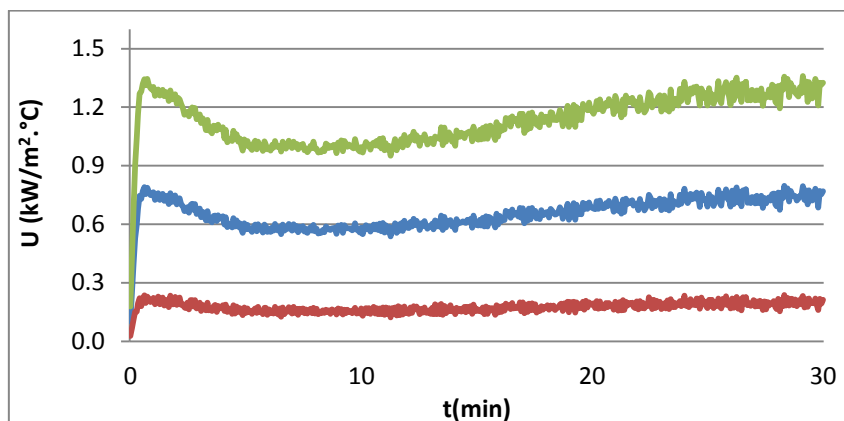
Figura 8: Potências experimento I.



Fonte: Autor.

Assim calculada a área de troca térmica de 0,3631 m<sup>2</sup>, referente aos 19 tubos internos, e determinado a diferença média logarítmica (LMTD) foi aplicada a Equação 3 para determinar o coeficiente global de transferência de calor experimental e suas incertezas no condensador, mostrado na Figura 9. O valor médio encontrado para o coeficiente global de transferência de calor  $U$  foi de 0,6 kW/m<sup>2</sup>°C.

Figura 9: Coeficiente Global de transferência de Calor Experimento I

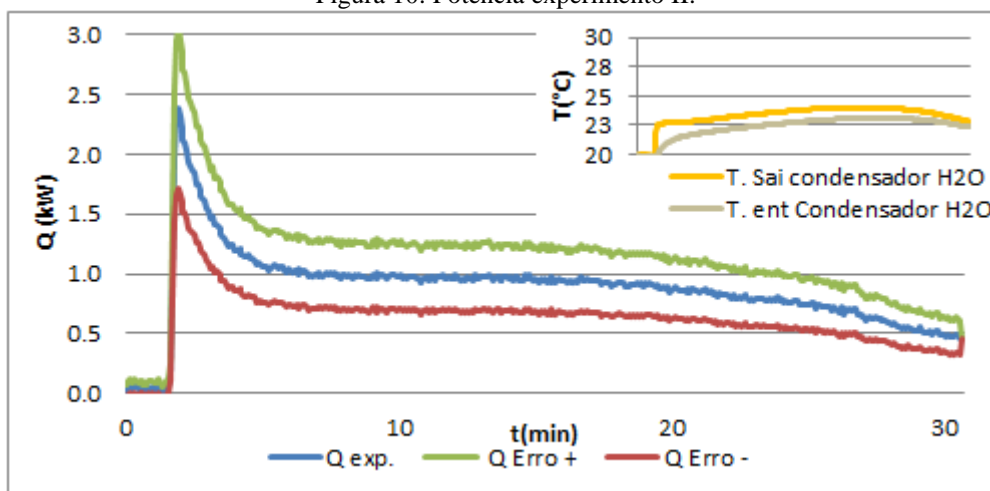


Fonte: Autor.

No experimento II foram mantidas as condições de temperatura descritas no experimento I e modificadas as vazões no evaporador a vazão média de água em 0,09 kg/s e desvio padrão de 0,0005, no lado do casco a vazão média de água no condensador em 0,22 kg/s e desvio padrão de 0,0017. As medições foram realizadas durante os mesmos 30 minutos.

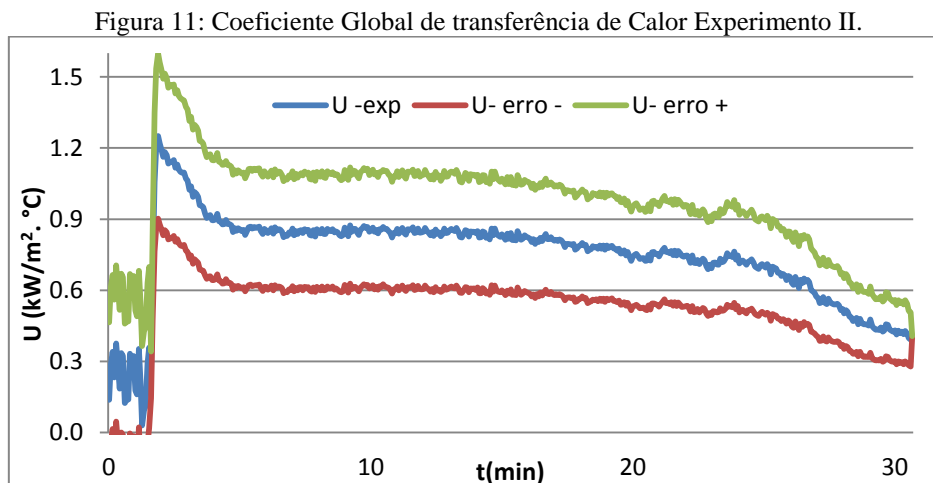
Seguindo o mesmo procedimento do experimento I foi calculada a potência dissipada ( $Q$ ) em função do tempo e suas variações causadas pelas incertezas das medições através da Equação 2 e demonstrado o comportamento das medidas da temperatura de entrada e saída da água no lado do casco do condensador, quando foi obtido uma diferença média de temperatura de  $0,93^{\circ}\text{C}$ , conforme Figura 10. O valor médio de  $Q$  encontrado foi de 0,88 kW.

Figura 10: Potência experimento II.



Fonte: Autor.

Em seguida foi determinado o coeficiente global de transferência de calor experimental e suas incertezas. A Figura 11 apresenta os resultados, onde o valor médio encontrado para o coeficiente global de transferência de calor  $U$  foi de  $0,7 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .



Fonte: Autor.

Deste modo, foi verificado que o aumento da vazão de água no casco do condensador em 147,2% causou um acréscimo de 109,5 % na potência dissipada ( $Q$ ), e um aumento de 15,1% do coeficiente global de transferência de calor. Foi observado que, quanto maior a vazão de água circulante no casco do condensador, menor o erro associado à potência  $Q$  e ao coeficiente global de transferência de calor  $U$ .

Isto se deve ao aumento da turbulência proporcionada pelo aumento da vazão, pois com ela, aumenta-se a convecção, o que pode ter determinado um aumento da transferência de calor.

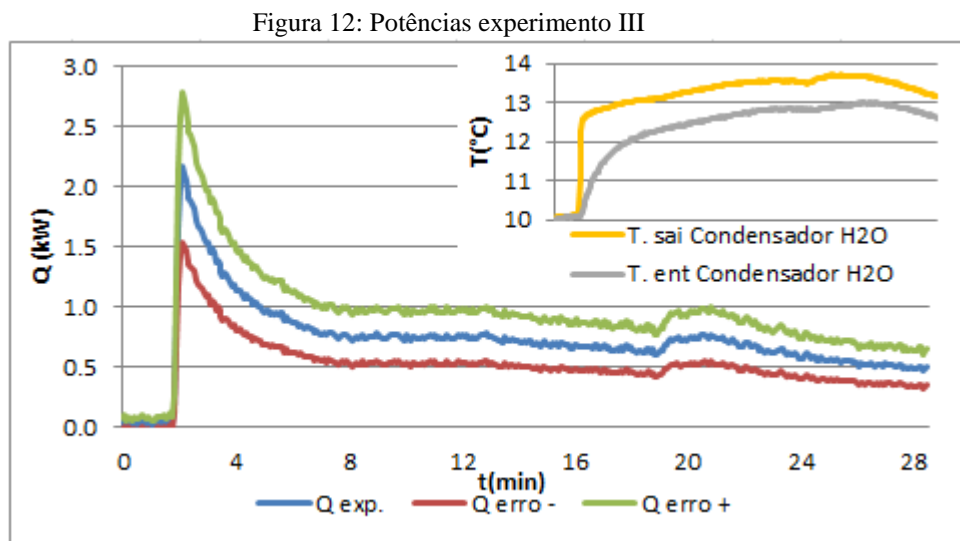
Outra consequência que pode ter influenciado nos resultados obtidos na comparação entre os experimentos é que o aumento da vazão diminui os fatores de incrustações causando um aumentando a eficiência na troca térmica.

### 3.1.2 Influência da temperatura da água na potência dissipada na entrada do casco do condensador e na entrada dos tubos no evaporador

No experimento III, assim como no experimento I e II, a amônia é proveniente do casco do evaporador, e água no interior de seus dos tubos estava determinada à temperatura de  $20\text{°C}$  com uma vazão de  $0,089 \text{ kg/s}$  com desvio padrão de  $0,0003$ . Já a água circulante no lado do casco do condensador inicia a coleta de dados com

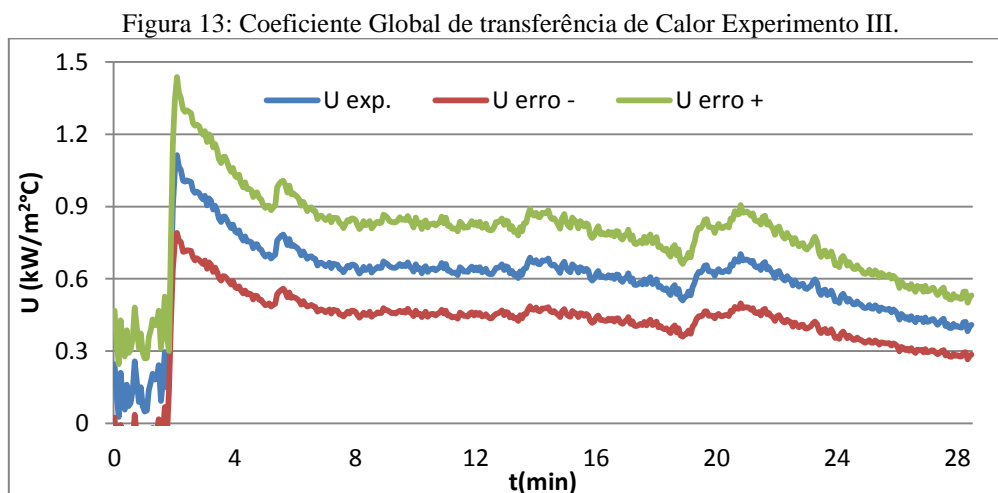
temperatura de 10°C, uma vazão de 0,22 kg/s com desvio padrão de 0,0015. As medições foram realizadas no intervalo de tempo de 28 minutos.

Repetiu-se o cálculo da potência ( $Q$ ), utilizando a Equação 2, com suas incertezas calculadas com a Equação 1, onde o valor médio de  $Q$  encontrado foi de 0,725 kW. O comportamento da temperatura de entrada e saída da água no lado do casco do condensador apresentou uma diferença média na temperatura de 0,78°C e ambos são mostrados na Figura 12.



Fonte: Autor.

Também foi repetido o mesmo procedimento para o coeficiente global de transferência de calor experimental e suas incertezas de medição. A Figura 13 apresenta os resultados com um valor médio encontrado para o coeficiente global de transferência de calor  $U$  de 0,599 kW/m<sup>2</sup>°C.



Fonte: Autor.



Nesta situação, verificou-se um o comportamento anômalo que ocasionou o aumento da diferença da temperatura na água entre a entrada e a saída do casco do condensador, aumentando a potência  $Q$  o que conseqüentemente provocou o aumentou do coeficiente global de transferência de calor  $U$  no intervalo entre 19 a 21 min.

### 3.2 Comparação entre o coeficiente de transferência de calor calculado experimentalmente e a partir do modelo teórico.

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, foi utilizado a Equação 4. O cálculo do coeficiente convectivo  $h_e$  no lado do casco é determinado pelo método de Bell Delaware, conforme Equação 10 e está descrito detalhadamente no Anexo II, e para o coeficiente convectivo no interior dos tubos  $h_i$  utilizou-se o modelo de Chato, (1962) conforme Equação 11 ou a Equação 13 proposta por Rohsenow, (1973) que são dependentes da condição determinada pelo número de Reynolds.

Para a aplicação da condição do experimento I teórico estacionário, utilizou-se para o lado do casco a determinação do  $h_e$ , que é baseada nos dados médios que foram extraídos do experimento I e estão descritos na Tabela 4.

Tabela 4: Fatores de correção para a determinação do  $h_e$ .

Re	Tqe (°C)	Tqs (°C)	Tfe (°C)	Tfs (°C)	JL	JB	JS	JR	J $\mu$	JC	h.ideal (kW/m <sup>2</sup> •C)
284,6	27,9	26,8	25,5	26,7	0,78	0,38	0,74	1	1	1,23	1,37

Fonte: Autor, baseado nos dados de construção do condensador e nas médias do experimento I.

Foi encontrado, para essa condição, através da Equação 10 o valor de  $h_e$  de 0,37 kW/m<sup>2</sup>•C.

Para calcular a vazão de vapor de amônia no interior dos tubos do condensador foi utilizada a Equação 2, realizando um balanço de energia e massa entre os fluidos baseados nas médias das temperaturas de entradas e saídas do experimento I. Assim, com os valores de  $h_{ent}$  de vapor saturado e  $h_{sai}$  do líquido saturado da amônia, foi determinada sua vazão em 3.85 10<sup>-4</sup> kg/s e o número de Reynolds de 4226 para o vapor no interior dos tubos. Foi considerada a temperatura de saturação em 27°C calculada através da Equação 17, de Antoine com os parâmetros descritos na Tabela 5 na pressão de 10,8 bar, e a temperatura da parede em 26,1°C que é a média da temperatura de entrada e de saída da água no casco no condensador.

$$\log_{10}(P) = A - (B(T + C)) \quad (17)$$

Onde P é a pressão em bar e T a temperatura em K

Tabela 5: Parâmetros para a Equação de Antoine.

Temperatura (°C)	A	B	C
-109,15 a -33,55	3,18757	506,713	-80,78
-33,55 a 98,23	4,86886	1113,928	-10,409

Fonte: Stull, 1947

As condições sugeridas pelos autores nas Equações 12 e 15, se restringem ao número de Reynolds e determinam a Equação 11, de Chato, (1962), para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor interno  $hi$ , onde com auxílio às propriedades termodinâmicas determinadas por interpolação com base no Anexo 3 o valor encontrado foi de  $9,94 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .

Assim, com as áreas de troca térmica baseada na configuração dos tubos e a condutividade térmica do aço carbono, já descritos no aparato experimental, calculamos o coeficiente global de transferência de calor  $U$  através da Equação 5 com valor de  $0,602 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .

O cálculo teórico do  $he$  baseado nas condições médias do experimento II foi calculado com base nos dados descritos na Tabela 6. Foi encontrado, para essa condição, através da Equação 10 o valor de  $he$  de  $0,66 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .

Tabela 6: Fatores de correção para a determinação do  $he$ .

Re	Tqe (°C)	Tqs (°C)	Tfe (°C)	Tfs (°C)	JL	JB	JS	JR	Jμ	JC	h.ideal (kW/m <sup>2</sup> •C)
876,1	26,2	25,7	22,3	23,2	0,78	0,38	0,74	1	0,99	1,23	2,47

Fonte: Autor, baseado nos dados de construção do condensador e nas médias do experimento II.

Através da Equação 2 a vazão do vapor de amônia encontrado foi de  $7,32 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$  e o número de Reynolds médio é de 9016. Aplicando a Equação 11 de Chato, (1962) para determinação do  $hi$  e obtivemos um valor de  $9,466 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ . Considerou-se a temperatura de saturação em  $26,3\text{°C}$  calculada através da Equação 17, de Antoine na pressão de 10,2 bar, e a temperatura da parede em  $22,8\text{°C}$ . Assim da mesma forma anterior através da Equação 5 o  $U$  encontrado foi de  $0,59 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ .

A validação teórica do experimento III seguiu os mesmos princípios dos cálculos anteriores, porém, baseados nos dados da Tabela 7 para determinação do  $h_e$ .

Tabela 7: Fatores de correção para a determinação do  $h_e$ .

Re	Tqe (°C)	Tqs (°C)	Tfe (°C)	Tfs (°C)	JL	JB	JS	JR	J $\mu$	JC	h.ideal (kW/m <sup>2</sup> ·°C)
713,7	16,5	15,4	12,3	13,1	0,78	0,38	0,74	1	0,99	1,23	2,66

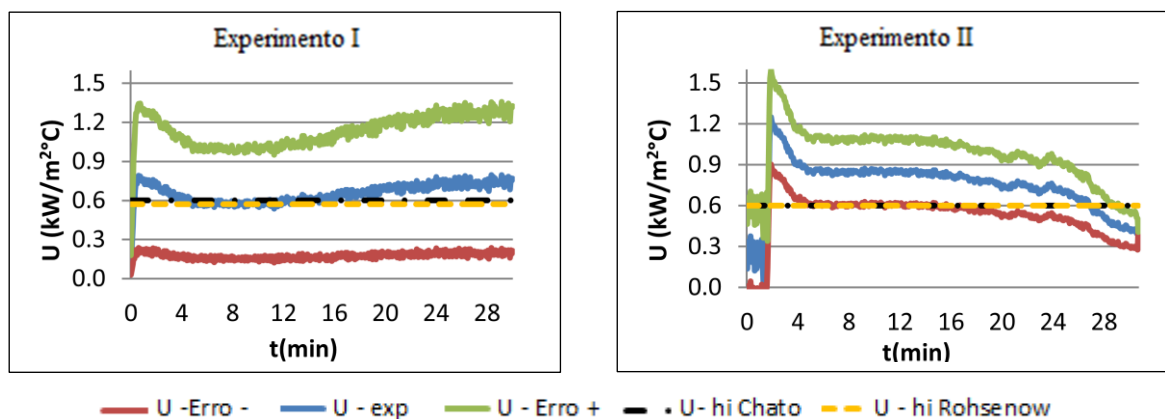
Fonte: Autor, baseado nos dados de construção do condensador e nas médias do experimento III.

O valor encontrado, através da Equação 10 foi de  $h_e$  0,715 kW/m<sup>2</sup>·°C.

A vazão de vapor de amônia foi de 6.01 10<sup>-4</sup>kg/s, Reynolds do vapor foi de 7450,9 e aplicado a Equação 11 de Chato, (1962) o  $h_i$  determinado foi de 9,662 kW/m<sup>2</sup>·°C. Considerada a temperatura de saturação em 16,5°C calculada através d Equação 17 de Antoine na pressão de 7,3 bar, e a temperatura da parede em 12,8°C. Assim da mesma forma anterior através da Equação 5 o  $U$  encontrado foi de 0,645 kW/m<sup>2</sup>·°C.

A utilização das condições médias das propriedades experimentais no modelo teórico para o cálculo do  $h_i$  e  $h_e$  se mostraram satisfatórias com variação menor que 10% quando foi utilizado as propriedades dos fluidos entre 10°C a 30°C, mantendo a relação entre a temperatura de saturação da amônia e a temperatura da parede do tubo constante.

Figura 14: Comparativo do Coeficiente global de transferência de calor teórico e experimental



Fonte: Autor.

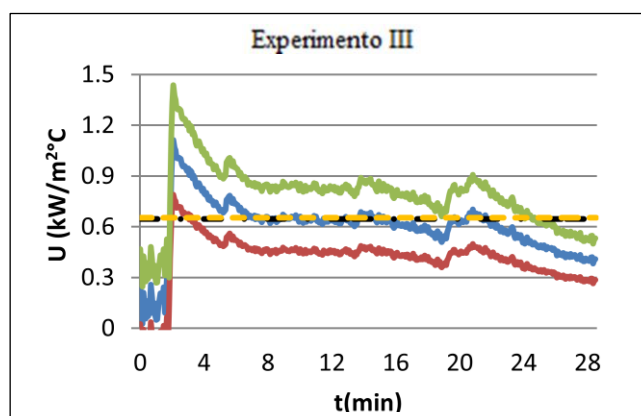
No experimento I encontramos um  $h_i$  calculado com o equação de Chato, (1962) de 9,94 kW/m<sup>2</sup>·°C, e mesmo não satisfazendo a condição do número de Reynolds para alta velocidade de vapor foi calculado o valor do  $h_i$  pela equação de Rohsenow

(1973) resultando em  $5,7 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ , porém mesmo existindo esta diferença entre os coeficientes convectivos internos, o coeficiente global de transferência de calor calculado através das duas equações se mostraram bem próximos em torno de  $0,6 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e estão dentro da margem de erro do cálculo experimental e está demonstrado na Figura 14.

No experimento II o  $h_i$  da equação de Chato, (1962) foi de  $9,46 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e o  $h_i$  pela equação de Rohsenow, (1973) de  $9,51 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e o Coeficiente global de transferência de calor se mostrou no limite do erro inferior  $0,6 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  também demonstrado na Figura 14.

No experimento III o  $h_i$  pela equação de Chato, (1962) foi de  $9,66 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e o  $h_i$  pela equação de Rohsenow de  $11,08 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  e o Coeficiente global se mostrou no dentro da margem de erro com valor de  $0,65 \text{ kW/m}^2\text{°C}$  conforme Figura 15.

Figura 15: Comparativo do Coeficiente global de transferência de calor teórico e experimental



— U - Erro - — U - exp — U - Erro + — • U - hi Chato — U - hi Rohsenow

Fonte: Autor.

## 4 CONCLUSÕES

Neste trabalho, realizou-se o cálculo do coeficiente global de transferência de calor experimental, e com base nas médias das propriedades adquiridas na coleta de dados experimental foi aplicado o método, para o lado do casco, proposto por Bell Delaware, (1960) e para o interior dos tubos as equações de Chato, (1962) e Rohsenow (1973) para determinar-se o coeficiente global de transferência de calor no modelo teórico.

Conclui-se que as propriedades mecânicas de construção dos trocadores de calor casco e tubos têm relação com seu desempenho térmico, pois afetam o fluxo no trocador e conseqüentemente a transferência térmica, o que demonstra a importância do projeto de construção e do tipo de aplicação para que seja utilizado.

Dos resultados da parte experimental, conclui-se que o aumento da vazão da água no lado do casco eleva a potência  $Q$  e provoca aumento do coeficiente de calor  $U$ , apesar de ocorrer uma menor variação de temperatura da água entre a entrada e a saída no casco do condensador. Isso é esperado por que vazões maiores implicam em maior número de Reynolds dos fluidos no interior dos trocadores, aumentando o coeficiente de troca térmica. Nesta análise, ainda foi observado que quanto maior a vazão da água no casco do condensador menor a incerteza na medição associado à potência  $Q$  e ao coeficiente  $U$ .

No modelo teórico, apesar das condições impostas pelo número de Reynolds para determinar o  $h_i$  por Rohsenow não ser alcançada em nenhuma das análises, ainda assim foi calculado e verificou-se que mesmo quando os coeficientes convectivos de transferência de calor interno apresentam valores significativamente diferentes, calculado com as relações de Chato ou Rohsenow, a determinação do coeficiente global de transferência de calor se mostrou muito próxima, o que pode ter sido influenciado pelo valor do  $h_e$  no lado do casco que varia conforme a vazão do fluido e as temperaturas de operação.

Os valores encontrados dos coeficientes globais teóricos ( $U$ ) se mostraram satisfatórios nos três experimentos estando dentro da margem da propagação de erro do valor experimental calculado.

## **DETERMINATION OF THE GLOBAL HEAT TRANSFER RATE OF A SHELL AND TUBE CONDENSER OF A CHILLER FOR AMMONIA ADSORPTION IN NaBr**

### **ABSTRACT**

The heat exchanger more often used in industrial processes is the shell and tubes type. These exchangers are widely used in heating, cooling, evaporation and condensation of fluid. Heat exchangers of this type have many applications in power generation and recycling industries. This paper proposes a theoretic and experimental study of the global heat transfer coefficient of shell and tube a condenser TEMA E used in a chiller for adsorption of ammonia in NaBr. For the development of the study, a small shell and tube was used with a cross with four baffles and 19 inner tubes. the theoretical model for the evaluation of the performance shell the method of Bell-Delaware (1960) and was used for the shell. For the tubes the correlations described by Chato (1962) and Rohsenow (1973) were used in order to calculate the global heat transfer coefficient. The results show that the theoretical value found is within the margin of error found of the experiments part.

**Keywords:** *Ammonia; condenser; global coefficient of heat transfer; heat exchangers.*

## 5 REFERÊNCIAS

BELL, K.J. **Exchangers Design Based on the Delaware Research Program**, *Petroleum Engineering*, Vol. 32, No. 11, pp. C26-36 and C40a-C40c (1960).

BELL, K.J.; MUELLER. **Delaware Method for Shell Side Design**, *Heat Exchanger Sourcebook*, Edited by J.W. Palen, Hemisphere, New York, Chapter 6, (2001) pp. 129-166.

BICCA, G. B.; SECCHI, A. R.; WADA, K. **Modelagem de Trocadores de Calor Casco e Tubos**. Porto Alegre RS: Ppgeq, (2005). 5 p.

CARUSO, G.; MAIO, D. V.; NAVIGLIO, A. Condensation heat transfer coefficient with noncondensable gases inside near horizontal tubes. Desalination. **Journal of Power Souces**. Roma, v. 309, p 247-254, (2012).

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transfêrencia de Calor e Massa: Uma Abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: Amgh, (2012). p 903.

CHATO, J. C., **Laminar Condensation Inside Horizontal and Inclined Tubes**, *ASHRAE J.*, Vol 4, (1962), pp. 52-60.

COPETTI, J.B. **Cálculo de trocadores de calor tipo casco e tubos por partes com determinação das curvas de temperatura e perda de carga**. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia mecânica, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, (1989).

GENEROSO, D. J. Projeto: Refrigeração por adsorção. Instituto Federal de Santa Catarina. IFSC. Araranguá SC, Agosto de 2014.

HEWITT, G.F.,SHIRES, G. L.; BOTT, T.R.: *Process heat transfer*, p.1-6, 197-198. CRC Press Inc, (1993).

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 5. ed. Rio de Janeiro : LTC, (2003).

LAUAR, T. A. R. **Modelagem matemática de condensadores de tubo aletado**. 99 p. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, (2012).

LEITE, A.; BELO, F.; GRILO, M.; ANDRADE, R.; MEUNIER, F. Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of solar powered adsorptive icemaker in hot humid climate. **Journal Renewable Energy**, v 32, n. 4, p397-712, (2007).

MEDEIROS, P. S. G., BARBOSA, C. R. F. **Análise do Coeficiente de Performance de um Chiller Doméstico Operando com o R-401a em Regime Transiente**. In: Edição Especial VI Congresso de Iniciação Científica IFRN; Anais Natal, (2009).

MURKHERJEE, R. **Effectively design shell-and-tube heat exchangers**. Chem. Eng. Prog.,p. 21-37, February (1998).

Norma DIN-IEC, Platinum resistance Publicação 751 de 1985.

OLINTO, C. R. **Estudo experimental Características do escoamento turbulento nas primeiras de banco de tubos**. 133 p. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre RS, (2005).

OZISIK, M. N.. **Transferência de calor: um texto básico**. Rio de Janeiro: Guanabara-Koogan, 661 pgs, (1990).

PALEN, J.W., Breber, G. and Taborek, K.; **Prediction of Flow Regimes in Horizontal Tube-Side Condensation**, Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 2, (1979) pp. 47-57.

RIBEIRO, C. M. e GOLDSTEIN Jr., L.; **“Comparação de métodos de cálculos termo hidráulico para trocadores de calor casco e tubo, sem mudança de fase”**, VIII COBEN, São José dos Campos, (1985).

RIFFEL, D. B. **Estudo Teórico e Experimental da Dinâmica e da Otimização de Refrigeradores Térmicos por Adsorção**. 174 p. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Centro de Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, (2008).

ROHSENOW, W.M., WEBBER, J.H. and LING, A.T. **Effect of Vapor Velocity on Laminar and Turbulent Film Condensation**, *Trans. ASME*, Vol. 78, (1973), pp 1637-1643.

SERTH, R. W. **Process heat transfer: principles and applications**. London: Elsevier Academic, (2007). 755p.



SILVA, J. P.; COSTA, A. L. H.; PAREDES, M. L. L. **Simulação de trocadores de Calor com Mudança de Fase**. Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, Rio de Janeiro RJ, p.1-6, nov. (2005).

SOUZA, M. S. **Análise térmica de um trocador de calor do tipo casco e tubos para resfriamento do resíduo de uma unidade de destilação atmosférica**. 55 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Dem/polí/ufRJ, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, (2013).

STULL, D. R., **Vapor Pressure of Pure Substances**. Organic and Inorganic Compounds, *Ind. Eng. Chem.*, 1947, 39, 4, 517-540.

TABOREK, G. F. HEWITI, AFGAN N., Editors Hemisphere Publishing Corp. **Heat exchangers theory and practice**, J., Washington, D.C., (1983); p 992.

TAYLOR, B. N., KUYATT C. E., **Guidelines for Evaluating and expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results**, November, 1994 ed., National Institute of Standards and technology.

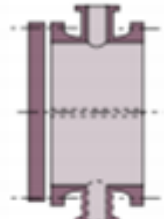
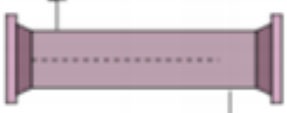
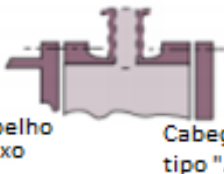
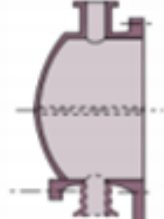
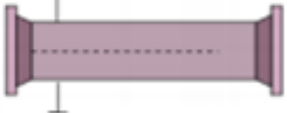
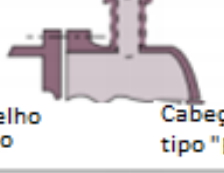
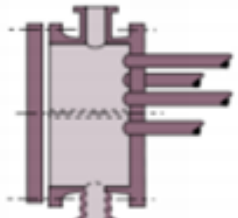
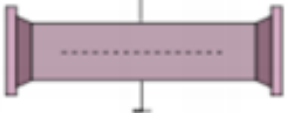

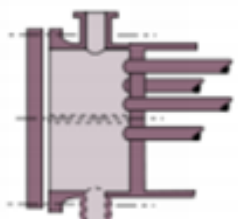

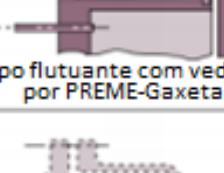
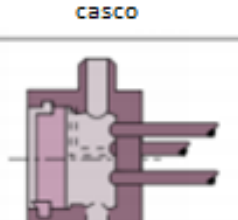
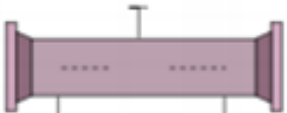
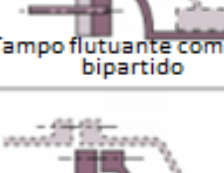
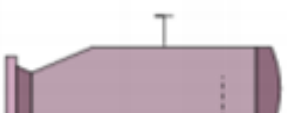
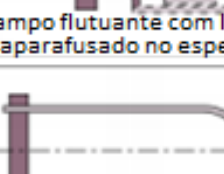

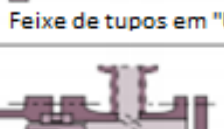
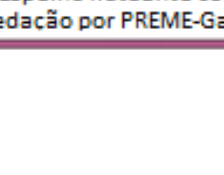
TEMA, "Standards of Tubular Exchangers Manufactures Association", 6th Edn., New York (1988).

TINKER, T.; **Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers**, General Discussion on Heat Transfer, Institution of Mechanical Engineers, London, (1958). pp. 97-116.

VARGAS, L. C. P.; **Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, (2010).

WEAVER, D. S.; **Vortex shedding and acoustic resonance in exchanger tube arrays**. Technology for the 90's. Au. Yang, M.K.; eds. Part III, Chap.6, ASME, New York, NY, p.775-810, (1993).

**ANEXO I: Classificação TEMA das formas construtivas do trocador de calor casco e tubo**

Tipos de cabeçote de entrada	Tipo de Casco	Tipo de cabeçote de retorno
<p>A</p>  <p>caretel com tampo removível</p>	<p>E</p>  <p>1 (um) passe no casco</p>	<p>L</p>  <p>Espelho fixo      Cabeçote tipo "A"</p>
<p>B</p>  <p>Boleado com tampo integral</p>	<p>F</p>  <p>2 (dois) passe no casco</p>	<p>M</p>  <p>Espelho fixo      Cabeçote tipo "B"</p>
<p>C</p>  <p>Carretel integral ao espelho</p>	<p>G</p>  <p>Fluxo bipartido</p>	<p>N</p>  <p>Espelho fixo      Cabeçote tipo "N"</p>
<p>N</p>  <p>Carretel integral ao espelho e casco</p>	<p>H</p>  <p>Duplo fluxo bipartido</p>	<p>P</p>  <p>Tampo flutuante com vedação por PREME-Gaxeta</p>
<p>D</p>  <p>Cabeçote para alta pressão</p>	<p>J</p>  <p>Fluxo dividido</p>	<p>S</p>  <p>Tampo flutuante com anel bipartido</p>
	<p>K</p>  <p>Tipo refervedor ( KETTLE)</p>	<p>T</p>  <p>Tampo flutuante com ligação aparafusado no espelho</p>
	<p>X</p>  <p>Fluxo Cruzado</p>	<p>U</p>  <p>Feixe de tupos em "U"</p>
		<p>W</p>  <p>Espelho flutuante com vedação por PREME-Gaxeta</p>

Fonte: Adaptado, Mukherjee, (1998)

**ANEXO II: Equações e cálculos dos fatores de correção e do *h.ideal* no casco.****JL – Fator de correção de vazamento no defletor**

$$JL = 0,44 \cdot (1 - R_s)$$

$$R_{lm} = (Scd + Std) \quad R_s = Scd / (Scd + Std)$$

$$Scd = \pi \cdot D_{si} \cdot \left(\frac{L_{cd}}{2}\right) \cdot \left(\frac{360 - \theta_{ds}}{360}\right) \quad Std = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot ((L_{td} + D_{ot})^2 - D_{ot}^2) \cdot N_{tt} \cdot (1 - F_w)$$

$$SM = L_s \cdot (L_{cf} + \left(\frac{D_{ctl}}{P}\right))$$

Parâmetros	<b>Rs</b>	<b>Rlm</b>	<b>Scd (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Std (m<sup>2</sup>)</b>	<b>SM (m<sup>2</sup>)</b>	<b>JL</b>
Resultados	0,269	0,196	1,75E-04	4,75E-04	3,85E-03	0,79

**JB – Fator de correção de vazamento de bypass no feixe de tubos**

$$JB = \exp(-C_{bh} \cdot F_{bp} (1 - \sqrt[3]{2 \cdot R_{ss}}))$$

$$R_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c}$$

$$C_{bh} - \text{laminar} = 1,35$$

$$C_{bh} - \text{turbulento} = 1,25$$

$$F_{bp} = ((D_{si} - D_{ctl}) \cdot L_s) / SM$$

Parâmetros	<b>Cbh</b>	<b>Fbp (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Rss</b>	<b>Nss</b>	<b>Nc</b>	<b>JB</b>
Resultados	1,25	0,779	0	0	4,134	0,378

**JC – Fator de correção devido a configuração do defletor**

$$JC = 0,55 + 0,72 F_c$$

$$F_c = 1 - 2 F_w$$

$$F_w = \left(\frac{\theta_{ctl}}{360}\right) - (\sin \theta_{ctl} / 2\pi)$$

Parâmetros	<b>Fc</b>	<b>Fw</b>	<b>JC</b>
Resultados	0,95	0,025	1,23

**JR – Fator de correção adverso ao fluxo**

$$\text{Para } Re \leq 20 \quad N_{tc} = (N_c + N_{cw}) \cdot (N_B + 1) \quad JR = \left(\frac{10}{N_{tc}}\right)^{0,18}$$

$$\text{Para } 20 < Re \quad JR1 = \left(\frac{10}{N_{tc}}\right)^{0,18} \quad JR = JR1 + \left(\frac{20 - Re}{80}\right) \cdot (JR1)$$

$$\text{Para } Re \geq 100 \quad JR = 1$$

Parâmetros	<b>Re ≤ 20</b>				<b>20 &lt; Re ≤ 100</b>			<b>Re &gt; 100</b>
	<b>Ntc</b>	<b>Nc</b>	<b>Ncw</b>	<b>NB</b>	<b>JR1</b>	<b>JR</b>	<b>JR</b>	
Resultados	21,95	4,13	0,256	4	0,86	0,86	0,959	1

**JS – Fator de correção entre os defletores na entrada e na saída**

$$JS = [(N_B - 1) + (L_i)^{1-n} + (L_o)^{1-n}] / [N_B + 1 + l_i + l_o]$$

$$L_i = L_{si} / L_s$$

$$L_o = L_{so} / L_s$$

$$\text{laminar } n = 0,3$$

$$\text{turbulento } n = 0,6$$

Parâmetros	<b>NB</b>	<b>Li</b>	<b>Lo</b>	<b>Lsi (m)</b>	<b>Lso (m)</b>	<b>JS-laminar</b>	<b>JS-turbulento</b>
Resultados	4	0,59	0,8	$5,9 \cdot 10^{-2}$	$5,9 \cdot 10^{-2}$	0,711	0,739

***J<sub>μ</sub> – Fator de correção de Viscosidade***

$$J_{\mu} = \left[ \frac{T + 273}{T_{\text{parede}} + 273} \right]^{0,25}$$

*T = Temperatura de entrada da água*  
*T<sub>parede</sub> = Temperatura da parede do tubo*

Parâmetros	T(°C)	T <sub>parede</sub> (°C)	J <sub>μ</sub>
Resultados dependem das temperaturas utilizadas			0,99 a 0,998

***h.ideal – Coeficiente de transferência de calor ideal***

Arranjo	Reynolds	a1	a2	a3	a4	b1	b2	b3	b4
30°	10 <sup>5</sup> - 10 <sup>4</sup>	0,321	-0,388			0,372	-0,123		
	10 <sup>4</sup> - 10 <sup>3</sup>	0,321	-0,388			0,486	-0,152		
	10 <sup>3</sup> - 10 <sup>2</sup>	0,593	-0,477	1,45	0,519	4,57	-0,46	7	0,5
	10 <sup>2</sup> - 10	1,36	-0,657			45,1	-0,973		
	10	1,4	-0,667			48	-1		

Bell e Mueller 2001.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot Re^{a_4}}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

$$m = M/SM$$

$$j_i = a_1 \left( 1,33 \cdot \left( \frac{Dot}{P} \right)^{a_2} \right) \cdot Re^{a_3}$$

$$h.ideal = j_i \cdot Cp \cdot m \cdot (Pr)^{-2/3}$$

Valores dependentes do número de Reynolds *h.ideal* variou entre 1,3 a 2,8 kW/m<sup>2</sup>K

## ANEXO III: Propriedades da amônia Saturada.

Propriedades da amônia saturada															
Temp. saturação $T, ^\circ\text{C}$	Pressão de saturação $P, \text{kPa}$		Densidade $\rho, \text{kg/m}^3$		Entalpia de vaporização $h_g, \text{kJ/kg}$	Calor específico $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$		Condutividade térmica $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$		Viscosidade dinâmica $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansão $\beta, 1/\text{K}$	Tensão superficial, N/m
	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		
-40	71,66	690,2	0,6435	1,389	4,414	2,242	—	0,01792	$2,926 \times 10^{-4}$	$7,957 \times 10^{-6}$	—	0,9955	0,00176	0,03565	
-30	119,4	677,8	1,037	1,360	4,465	2,322	—	0,01898	$2,630 \times 10^{-4}$	$8,311 \times 10^{-6}$	—	1,017	0,00185	0,03341	
-25	151,5	671,5	1,296	1,345	4,489	2,369	0,5968	0,01957	$2,492 \times 10^{-4}$	$8,490 \times 10^{-6}$	1,875	1,028	0,00190	0,03229	
-20	190,1	665,1	1,603	1,329	4,514	2,420	0,5853	0,02015	$2,361 \times 10^{-4}$	$8,669 \times 10^{-6}$	1,821	1,041	0,00194	0,03118	
-15	236,2	658,6	1,966	1,313	4,538	2,476	0,5737	0,02075	$2,236 \times 10^{-4}$	$8,851 \times 10^{-6}$	1,769	1,056	0,00199	0,03007	
-10	290,8	652,1	2,391	1,297	4,564	2,536	0,5621	0,02138	$2,117 \times 10^{-4}$	$9,034 \times 10^{-6}$	1,718	1,072	0,00205	0,02896	
-5	354,9	645,4	2,886	1,280	4,589	2,601	0,5505	0,02203	$2,003 \times 10^{-4}$	$9,218 \times 10^{-6}$	1,670	1,089	0,00210	0,02786	
0	429,6	638,6	3,458	1,262	4,617	2,672	0,5390	0,02270	$1,896 \times 10^{-4}$	$9,405 \times 10^{-6}$	1,624	1,107	0,00216	0,02676	
5	516	631,7	4,116	1,244	4,645	2,749	0,5274	0,02341	$1,794 \times 10^{-4}$	$9,593 \times 10^{-6}$	1,580	1,126	0,00223	0,02566	
10	615,3	624,6	4,870	1,226	4,676	2,831	0,5158	0,02415	$1,697 \times 10^{-4}$	$9,784 \times 10^{-6}$	1,539	1,147	0,00230	0,02457	
15	728,8	617,5	5,729	1,206	4,709	2,920	0,5042	0,02492	$1,606 \times 10^{-4}$	$9,978 \times 10^{-6}$	1,500	1,169	0,00237	0,02348	
20	857,8	610,2	6,705	1,186	4,745	3,016	0,4927	0,02573	$1,519 \times 10^{-4}$	$1,017 \times 10^{-5}$	1,463	1,193	0,00245	0,02240	
25	1.003	602,8	7,809	1,166	4,784	3,120	0,4811	0,02658	$1,438 \times 10^{-4}$	$1,037 \times 10^{-5}$	1,430	1,218	0,00254	0,02132	
30	1.167	595,2	9,055	1,144	4,828	3,232	0,4695	0,02748	$1,361 \times 10^{-4}$	$1,057 \times 10^{-5}$	1,399	1,244	0,00264	0,02024	
35	1.351	587,4	10,46	1,122	4,877	3,354	0,4579	0,02843	$1,288 \times 10^{-4}$	$1,078 \times 10^{-5}$	1,372	1,272	0,00275	0,01917	
40	1.555	579,4	12,03	1,099	4,932	3,486	0,4464	0,02943	$1,219 \times 10^{-4}$	$1,099 \times 10^{-5}$	1,347	1,303	0,00287	0,01810	
45	1.782	571,3	13,8	1,075	4,993	3,631	0,4348	0,03049	$1,155 \times 10^{-4}$	$1,121 \times 10^{-5}$	1,327	1,335	0,00301	0,01704	
50	2.033	562,9	15,78	1,051	5,063	3,790	0,4232	0,03162	$1,094 \times 10^{-4}$	$1,143 \times 10^{-5}$	1,310	1,371	0,00316	0,01598	

Fonte: Çengel e Ghajar, (2012). Tabela A11 p 880.