

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA ESTUDO DA  
TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NO PROCESSO  
DE ABSORÇÃO DO VAPOR D'ÁGUA POR FILMES  
VERTICAIS DESCENDENTES DE ÁGUA-BROMETO DE  
LÍTIO**

**JOSÉ DE ARAUJO FONSECA JUNIOR**

**ORIENTADOR: JOÃO MANOEL DIAS PIMENTA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**PUBLICAÇÃO: ENM.DM-182A/2013**

**BRASÍLIA/DF: JANEIRO – 2013**

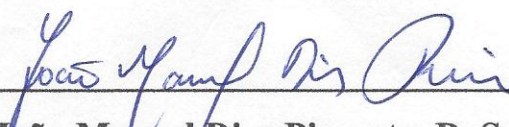
**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

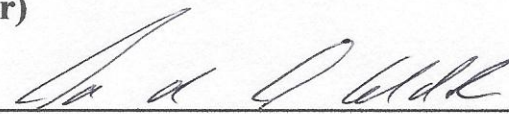
**METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA ESTUDO DA  
TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NO PROCESSO DE  
ABSORÇÃO DO VAPOR D'ÁGUA POR FILMES VERTICAIS  
DESCENDENTES DE ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO**

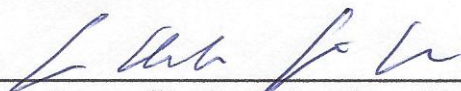
**JOSÉ DE ARAUJO FONSECA JUNIOR**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

**APROVADA POR:**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. João Manoel Dias Pimenta, D. Sc. App. (ENM-UnB)  
(Orientador)**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Armando de Azevedo Caldeira Pires, Dr. (ENM-UnB)  
(Examinador Interno)**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. José Roberto Simões Moreira, Ph.D. (Poli-USP)  
(Examinador Externo)**

**BRASÍLIA/DF, 9 DE JANEIRO DE 2013**

## FICHA CATALOGRÁFICA

FONSECA JR, JOSÉ DE ARAUJO

Metodologia Experimental para Estudo da Transferência de Calor e Massa no Processo de Absorção do Vapor d'Água por Filmes Verticais Descendentes de Água-Brometo de Lítio. [Distrito Federal] 2013.

xxii, 217p. 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2013).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Absorção

2. Água-brometo de lítio

3. Filme vertical descendente

4. Transferência de calor e massa

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

FONSECA JR., J. A. (2013). Metodologia Experimental para Estudo da Transferência de Calor e Massa no Processo de Absorção do Vapor d'Água por Filmes Verticais Descendentes de Água-Brometo de Lítio, Publicação ENM.DM-182A/2013, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 217p.

## CESSÃO DE DIREITOS

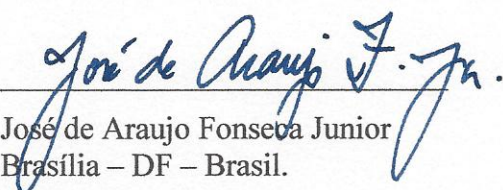
AUTOR: José de Araujo Fonseca Junior.

TÍTULO: Metodologia Experimental para Estudo da Transferência de Calor e Massa no Processo de Absorção do Vapor d'Água por Filmes Verticais Descendentes de Água-Brometo de Lítio.

GRAU: Mestre

ANO: 2013

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

  
José de Araujo Fonseca Junior  
Brasília – DF – Brasil.

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho a meus pais, José Fonseca e Bella Fonseca.

## AGRADECIMENTOS

*“Nenhum homem é uma ilha, cheio de si mesmo; todo homem é um pedaço do continente, uma parte do todo. Se um torrão de terra é levado pelo mar, a Europa diminui, como se tivesse perdido um promontório, ou perdido o solar de um amigo, ou o teu próprio: a morte de qualquer homem me diminui, porque faço parte da humanidade, e por isso nunca mande saber por quem os sinos dobram; eles dobram por ti.”*

John Donne, ☀1572 - †1631

Aproveito o trecho acima de escritos do poeta inglês John Donne, pela lembrança que me traz de que devo sempre ser agradecido. Nada conseguiria por mim mesmo, e sim pela infinita bondade do nosso Pai celestial e por todas as pessoas que me cercam e que de alguma forma me ajudaram a prosseguir.

Agradeço:

À minha mãe Bella Fonseca por sempre me cobrir com seu manto de carinho e amor maternal; obrigado mãe, por suas preocupações, por sua saudade e por suas orações. Te amo.

A meu pai José Fonseca, exemplo de trabalho e dedicação à família. Obrigado pai pela permanente presença de sua alma a me rondar. Rezo por você.

À minha esposa Maria do Carmo por sempre acreditar em mim, mais do que eu mesmo, pelo seu amor e pela sua paciência, obrigado amor.

A meus filhos Fernando e Lívia, minhas fontes de inspiração e motivação. Por vocês eu posso tudo.

Ao meu amigo e orientador professor João Pimenta, pelo apoio, orientações, confiança e pelas exigências. Todas as dificuldades só me fizeram crescer. Obrigado Pimenta.

Aos meus amigos e colegas de mestrado Walter Pimenta, José Fernando e Ronay; é sempre bom poder contar com amigos próximos que nos incentivam.

Aos meus amigos e colegas do Banco do Brasil que me incentivaram a fazer o mestrado.

A Jodette Amorim; socorro na matemática, no meu primeiro momento de UnB. Obrigado pelo providencial e gostoso cafezinho.

Ao coordenador e professores do Programa de Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da UnB.

A Valmir José Ferreira, por ser sempre um facilitador, durante o período em que esteve à frente da secretaria do Departamento de Engenharia Mecânica.

A Isabel Rodrigues de Borba da Silva, assistente administrativo do Departamento de Engenharia Mecânica, pela sua boa vontade e competência.

Aos demais funcionários do Programa de Pós-graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da UnB.

A Daniel L. M. Gonçalves, paciente colaborador e temporário companheiro ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

A Bruce dos Santos, amigo e exemplo de humildade e fé; grande colaborador do LaAR. Obrigado, campeão.

A Paulo, da ACP Termotécnica, pela doação dos trocadores de calor “tube in tube”.

A Consuelo Hoffman Albert, da Schneider motobombas, pela doação de bomba centrífuga.

A Paulo César Mariotto, da COEL Automação Industrial, pela doação de componentes.

A José C. Felamingo, da Union Rhac, pela sua sempre presente boa vontade em repassar conhecimentos e pela doação da solução de água-brometo de lítio a 55%.

A Santarém, pela doação de tubo de cobre com  $\varnothing 2''$ ; material caro e difícil de encontrar em Brasília.

A Eric Tedesco, da Metroval Controle de Fluidos, pelo empréstimo do densímetro.

A José Filipe de Carvalho Lopes, técnico do Laboratório de termociências e mecânica dos fluidos, pela sua permanente solicitude.

A Jader Nunes da Silva, técnico de refrigeração Nível II do CME, pelo paciente, habilidoso e caprichoso trabalho de montagem.

A Arthur Alves Rocha, supervisor técnico do Laboratório de Mecânica, “...só na benção”.

A Carlos Gomes da Silva, almoxarifado, Laboratório de Mecânica.

A Cláudio Pereira de Almeida, tornearia, Laboratório de Mecânica.

A Fernando Alves da Silva, tornearia, Laboratório de Mecânica.

A João Batista Xavier da Silva, soldagem, Laboratório de Mecânica.

A Marcos Roberto Pereira Silva, tornearia, Laboratório de Mecânica.

A Tarsis de Oliveira Queiroz, Laboratório de Metrologia.

A Teniel Alves Queiroz, soldagem, Laboratório de Mecânica.

A Wesley Silva Valadares, eletrotécnico, Laboratório de Mecânica.

A Dorinha da cantina; sorriso fácil e confortador. Obrigado pela sua simpatia.

## RESUMO

### **METODOLOGIA EXPERIMENTAL PARA ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NO PROCESSO DE ABSORÇÃO DO VAPOR D'ÁGUA POR FILMES DESCENDENTES DE ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO**

Crescentes preocupações com a disponibilidade de energia elétrica e com o meio ambiente, relacionadas ao uso da refrigeração e do ar condicionado, motivaram um renovado interesse em sistemas de refrigeração por absorção. Unidades Resfriadoras de Líquido (*Chillers*) de absorção, empregadas em sistemas de ar condicionado, são maiores e mais pesadas que suas equivalentes utilizando o ciclo por compressão de vapores. O desenvolvimento de equipamentos por absorção compactos prevê a utilização de absorvedores verticais arrefecidos a ar, o que requer a intensificação do processo de absorção do vapor d'água pela solução de água-brometo de lítio. Dados de correlações de transferência de calor e massa em absorvedores verticais são escassos, o que configura o problema e justifica nosso estudo. Nesse contexto, este trabalho apresenta uma metodologia experimental para determinar correlações de transferência de calor e massa no processo de absorção de vapor d'água por soluções de água-brometo de lítio, na forma de filmes verticais descendentes. Para tanto, foi projetada e construída uma bancada experimental que reproduz uma unidade de refrigeração por absorção de simples efeito com absorvedor vertical; foram determinadas as taxas de calor e de massa, bem como as propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos, a partir de modelo desenvolvido pelo autor; foi determinado experimentalmente o coeficiente médio de transferência de calor por convecção da superfície interna ( $\bar{h}_i$ ) do tubo de cobre do absorvedor, baseado no método de Wilson. Os valores de  $\bar{h}_i$  obtidos foram comparados com os fornecidos pela literatura, sendo considerados aceitáveis. Algumas taxas de calor e de massa em evolução, e de entalpias em alguns trechos do ciclo possuem altas incertezas decorrentes de pequenos  $\Delta T$  atingidos nos ensaios. Por fim, são apresentadas algumas recomendações para melhoria do projeto da bancada.

## ABSTRACT

### EXPERIMENTAL METHODOLOGY TO THE STUDY OF HEAT AND MASS TRANSFER IN THE PROCESS OF WATER VAPOR ABSORPTION BY WATER-LITHIUM BROMIDE VERTICAL FALLING FILMS

Growing concerns with electric energy availability and environment, related to the use of refrigeration and air conditioning, motivated a renew interest in absorption refrigeration systems. Absorption water chillers, used in air conditioning systems, are bulkier and heavier than their equivalent using the vapor compression cycle. Development of compact absorption equipments forecasts the use of air-cooled vertical absorbers, which requires the intensification of water vapor absorption process into water-lithium bromide solution. Heat and mass transfer correlations data within vertical absorbers are rare, which characterizes the problem and justify our study. In that context, this work presents an experimental methodology to determine heat and mass transfer correlations of water vapor absorption process into vertical falling films of water-lithium bromide solutions. For this, it was designed and built an absorption test bench that reproduces a single-effect absorption refrigeration unit with vertical absorber; a model was developed that allows determining cycle heat rates in the cycle, mass rates and fluids thermodynamics and transport properties; also, a model for determining the mean convective heat transfer coefficient ( $\bar{h}_i$ ) of the absorber copper tube inner surface was developed, using the Wilson plot method. The values of  $\bar{h}_i$  were correlated with inner copper tube Re and compared with values obtained from classical correlations of opened literature, being regarded as acceptable. A few heat rates and mass rates values, and some enthalpies in parts of the cycle have high uncertainties due to small  $\Delta T$  achieved in the test. At the end, we present some recommendations to improve the design of the bench.



# SUMÁRIO

<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>xiv</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>xvi</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>	<b>xviii</b>
<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1. O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA.....	1
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
1.3. OBJETIVOS.....	9
1.4. METODOLOGIA.....	10
1.5. ESTRUTURA DO TRABALHO.....	11
<b>2. ASPECTOS TEÓRICOS E TECNOLÓGICOS.....</b>	<b>12</b>
2.1. SISTEMAS DE ABSORÇÃO.....	12
2.1.1. Generalidades.....	12
2.1.2. Circuito do refrigerante.....	13
2.1.3. Circuito da solução.....	13
2.1.4. Coeficiente de performance.....	13
2.2. TECNOLOGIA DE ABSORÇÃO EM SISTEMAS COM ÁGUA- BROMETO DE LÍTIO.....	15
2.2.1. Sistemas de simples efeito.....	16
2.2.2. O brometo de lítio.....	17
2.2.3. Cristalização.....	17
2.2.4. Vácuo.....	19
2.2.5. Vazamentos e efeito de coluna de líquido.....	19
2.2.6. Corrosão e compatibilidade de materiais.....	20
2.2.7. Álcool octílico (Octanol).....	21
2.2.8. Manutenção.....	21
2.3. ESCOAMENTOS.....	22
2.4. TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	23
2.4.1. Método de Wilson.....	24

2.5. TRANSFERÊNCIA DE MASSA.....	28
<b>3. A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA EM FILMES VERTICAIS DESCENDENTES.....</b>	<b>31</b>
3.1. ESCOAMENTOS.....	31
3.2. TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE CALOR E MASSA.....	38
<b>4. PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>46</b>
4.1. CONCEITO DA BANCADA.....	46
4.2. PROJETO TERMODINÂMICO.....	51
4.3. PROJETO MECÂNICO.....	57
4.3.1. Gerador e Evaporador.....	57
4.3.2. Trocadores de calor de solução e condensador.....	59
4.3.3. Trocador de calor da água de arrefecimento.....	60
4.3.4. Absorvedor.....	61
4.3.5. Bombas.....	65
4.3.5.1. Bombas da solução água-brometo de lítio.....	65
4.3.5.2. Bomba d'água de arrefecimento.....	65
4.3.6. Juntas e vedações.....	65
4.3.7. Tubulações.....	65
4.3.8. Válvulas de expansão e redutora de pressão.....	66
4.3.9. Bancada.....	68
4.4. CONSTRUÇÃO.....	69
4.5. INSTRUMENTAÇÃO.....	72
4.6. SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	78
<b>5. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS.....</b>	<b>81</b>
5.1. VERIFICAÇÕES PRELIMINARES.....	81
5.1.1. Testes de estanqueidade.....	81
5.1.2. Testes operacionais.....	85
5.2. CALIBRAÇÃO.....	85
5.2.1. Termopares.....	85
5.2.2. Transmissores de pressão – TRP.....	86

5.2.3. Transmissor de densidade – TRD.....	90
5.3. ENSAIOS PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO SEGUNDO O MÉTODO DE WILSON.....	95
5.4. ENSAIOS DE ABSORÇÃO DE VAPOR D'ÁGUA PELA SOLUÇÃO DE ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO.....	105
5.4.1. Adição solução bancada.....	105
5.4.2. Aumento da concentração.....	106
5.4.3. Estabilização e ajuste às condições de projeto.....	110
5.4.3.1. Cristalização.....	111
5.4.4. Ensaios.....	113
5.5. RESULTADOS.....	115
5.5.1. Formação do filme de solução.....	120
5.5.2. Correlações de transferência de calor.....	121
5.5.3. Correlações de transferência de massa.....	124
<b>6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>129</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>133</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>138</b>
<b>A. LISTAGENS DE PROGRAMAS.....</b>	<b>139</b>
A.1. MODELO SIMPLIFICADO SISTEMA ABSORÇÃO SIMPLES EFEITO.....	139
A.2. ESPESSURA ISOLAMENTO TÉRMICO EVAPORADOR – ÁGUA NA FASE DE VAPOR.....	142
A.3. ESPESSURA ISOLAMENTO TÉRMICO EVAPORADOR – ÁGUA NA FASE LÍQUIDA.....	143
A.4. COMPRIMENTO RETIFICADO TROCADOR CALOR SOLUÇÃO.....	145
A.5. COMPRIMENTO RETIFICADO CONDENSADOR – TRECHO COM MUDANÇA DE FASE.....	146
A.6. COMPRIMENTO RETIFICADO CONDENSADOR – TRECHO DE DESSUPERAQUECIMENTO.....	148

A.7. TROCADOR DE CALOR D'ÁGUA DE ARREFECIMENTO.....	150
A.8. DIMENSÕES TUBULAÇÕES.....	153
A.9. DIMENSIONAMENTO VEX.....	160
A.10. DIMENSIONAMENTO TUBO CAPILAR.....	160
A.11. SELEÇÃO VEX A PARTIR DADOS FABRICANTE PARA R22.....	163
A.12. SELEÇÃO VRP A PARTIR DADOS FABRICANTE PARA R22.....	164
A.13. MÉTODO DE WILSON.....	166
A.14. ESTUDO AUMENTO CONCENTRAÇÃO.....	169
A.15. DETERMINAÇÃO CURVA BAarr.....	170
A.16. MODELO DO CICLO ACRESCIDO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	172
A.17. CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZAS TERMOPARES MÓDULO 2.....	182
A.18. CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZAS TERMOPARES MÓDULO 3.....	183
A.19. CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TRANSMISSORES PRESSÃO.....	185
A.20. CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TRANSMISSOR DENSIDADE.....	187
<b>B. PROJETO DO GERADOR – ASME Seção 8 Div. 1.....</b>	<b>189</b>
B.1. DADOS GERAIS DO PROJETO.....	189
B.1.1. Normas consideradas.....	189
B.1.2. Local da instalação.....	189
B.1.3. Dados de processo do vaso.....	189
B.1.3.1. Características gerais do vaso.....	189
B.1.3.2. Propriedades do fluido na entrada.....	190
B.1.3.3. Propriedades do fluido na saída superior.....	190
B.1.3.4. Propriedades do fluido na saída inferior.....	190
B.1.3.5. Condições operacionais do vaso (regime e extremos).....	190
B.1.4. Projeto térmico.....	191
B.1.5. Projeto mecânico.....	191
B.1.5.1. Materiais.....	191

B.1.5.2.	Tensão admissível (S).....	192
B.1.5.3.	Cálculo do casco cilíndrico para pressão externa.....	192
B.1.5.4.	Cálculo do tampo elíptico para pressão interna.....	193
B.1.5.5.	Determinação da espessura de tampo elíptico com qualquer relação de semi-eixos em função da pressão de projeto sobre o lado convexo.....	193
B.1.5.6.	Cálculo do reforço de bocais.....	193
<b>C.</b>	<b>CÁLCULO BOMBAS.....</b>	<b>195</b>
C.1.	BOMBA SOLUÇÃO DILUÍDA.....	195
C.2.	BOMBA SOLUÇÃO CONCENTRADA.....	196
C.3.	BOMBA D'ÁGUA ARREFECIMENTO.....	197
<b>D.</b>	<b>CALIBRAÇÃO – TABELAS E GRÁFICOS.....</b>	<b>198</b>
D.1.	TERMOPARES.....	198
D.2.	TRANSMISSORES DE PRESSÃO.....	205
D.3.	TRANSMISSOR DE DENSIDADE.....	207
<b>E.</b>	<b>CÁLCULO DAS INCERTEZAS.....</b>	<b>208</b>
E.1.	CÁLCULO DA INCERTEZA DO TIPO “A” ENVOLVENDO REGRESSÕES LINEARES.....	209
E.2.	CÁLCULO DA INCERTEZA DOS TERMOPARES.....	214
E.3.	CÁLCULO DA INCERTEZA DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO	215
E.4.	CÁLCULO DA INCERTEZA DO TRANSMISSOR DE DENSIDADE.	216
E.5.	CÁLCULO DA INCERTEZA DOS ROTÂMETROS.....	217

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Parâmetros de projeto.....	51
Tabela 4.2 – Resumo de estados termodinâmicos no ciclo.....	53
Tabela 4.3 – Resumo dos balanços de massa e energia no ciclo.....	54
Tabela 4.4 – Resumo da instrumentação utilizada na bancada.....	73
Tabela 4.5 – Identificação dos módulos e pontos de medição, com respectivos endereçamentos.....	79
Tabela 5.1 – Valores limites de pressão de alguns componentes da bancada.....	81
Tabela 5.2 – Cálculo do volume interno da bancada.....	83
Tabela 5.3 – Especificação de taxas de vazamento.....	84
Tabela 5.4 – Volume de água para realização dos ensaios do método de Wilson.....	97
Tabela 5.5 – Dados experimentais extraídos do ensaio do método de Wilson.....	100
Tabela 5.6 – Grandezas aplicadas no método de Wilson.....	101
Tabela 5.7 – Massa de solução água-brometo de lítio na bancada nas condições de projeto.....	106
Tabela 5.8 – Condições operacionais obtidas em ensaio.....	116
Tabela 5.9 – Taxas de calor e outros indicadores para análise de eficiência.....	117
Tabela 5.10 – Grandezas utilizadas na determinação de correlações de transferência de calor.....	124
Tabela 5.11 – Estudo paramétrico da vazão de solução para obtenção de correlações de transferência de calor.....	124
Tabela 5.12 – Grandezas utilizadas na determinação de correlações de transferência de massa.....	126
Tabela 5.13 – Estudo paramétrica da vazão de solução para obtenção de correlações de transferência de massa.....	127
Tabela D.1 – Valores de temperatura do PT100 e termopares conectados ao módulo #2.....	198
Tabela D.2 – Valores de temperatura do PT100 e termopares conectados ao módulo #3.....	198
Tabela D.3 – Valores de pressão e correspondentes valores de corrente.....	205
Tabela D.4 – Valores de massa específica, temperatura e concentração obtidos no	

processo de calibração do TRD.....	207
Tabela E.1 – Planilha para cálculo de incertezas de termopar.....	214
Tabela E.2 – Planilha para cálculo de incertezas de transmissores de pressão.....	215
Tabela E.3 – Planilha para cálculo de incertezas de transmissor de densidade.....	216
Tabela E.4 – Planilha para cálculo de incertezas dos rotômetros de solução H <sub>2</sub> O- LiBr.....	217
Tabela E.5 – Planilha para cálculo de incertezas do rotômetro d'água de arrefecimento.....	217

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama do ciclo básico de absorção.....	12
Figura 2.2 – Ciclo real de absorção com água-brometo de lítio, de simples efeito.....	16
Figura 2.3 – Diagrama pressão-temperatura-concentração para solução de água-brometo de lítio, indicando a linha de cristalização em vermelho.....	18
Figura 2.4 – Esquema de escoamento de filme vertical descendente.....	22
Figura 3.1 – Formato de onda num escoamento laminar ondulado e suas regiões e grandezas características.....	34
Figura 3.2 – Filme laminar descendente, mostrando as camadas limite desenvolvidas.....	42
Figura 4.1 – Desenho esquemático do aparato mostrando seus componentes principais e equipamentos complementares.....	46
Figura 4.2 – Identificação dos trechos da bancada.....	48
Figura 4.3 – Desenho esquemático da bancada.....	50
Figura 4.4 – Diagrama em blocos do ciclo de absorção de simples efeito.....	52
Figura 4.5 – Representação gráfica do modelo da bancada.....	55
Figura 4.6 – Desenho de conjunto do gerador.....	58
Figura 4.7 – Vista de conjunto explodida do evaporador.....	58
Figura 4.8 – Detalhe do condicionador de fluxo.....	62
Figura 4.9 – Detalhe em corte do recipiente superior do absorvedor.....	63
Figura 4.10 – Vista explodida do absorvedor.....	64
Figura 4.11 – Vista da estrutura móvel de suporte da bancada.....	68
Figura 4.12 – Gerador e evaporador durante fabricação.....	69
Figura 4.13 – Detalhe do gerador já fabricado e montado na bancada.....	70
Figura 4.14 – Detalhe do evaporador já fabricado e montado na bancada.....	70
Figura 4.15 – Absorvedor, trocador de calor de solução e condensador em sua posição definitiva na bancada.....	71
Figura 4.16 – Detalhe típico de poço para termopar montado em uma curva 90° .....	72
Figura 4.17 – Detalhe da montagem do TRD na bancada.....	74
Figura 4.18 – Detalhe do painel de comando.....	75



Figura 4.19 – Detalhe interno do painel de módulos do SAD.....	76
Figura 4.20 – Detalhe interno do quadro elétrico de força.....	77
Figura 4.21 – Esquema da arquitetura da rede de aquisição de dados.....	78
Figura 5.1 – Esquema de conexão da bancada à bomba de vácuo e manômetro U.....	88
Figura 5.2 – Desenho esquemático do dispositivo para calibração do TRD.....	91
Figura 5.3 – Massa específica de soluções de água-brometo de lítio para a condição de equilíbrio.....	93
Figura 5.4 – Massa específica de H <sub>2</sub> O-LiBr, para a faixa de 60 a 80 °C.....	93
Figura 5.5 – Fluxograma da bancada destacando o circuito de Wilson.....	98
Figura 5.6 – Valores das temperaturas aplicadas no método de Wilson.....	101
Figura 5.7 – Equação da reta que fornece os coeficientes C1 e C2 do método de Wilson.....	102
Figura 5.8 – Equação da nova reta que fornece os coeficientes C1 e C2 do método de Wilson.....	103
Figura 5.9 – Gráfico comparativo de resultados para $h_i$ utilizando as correlações de Dittus-Boelter, Gnielinski e o método de Wilson.....	104
Figura 5.10 – Esquema montagem para ensaios da bancada.....	108
Figura 5.11 – Esquema da montagem definitiva para os ensaios com solução de água-brometo de lítio.....	109
Figura 5.12 – Detalhe de cristais da solução cristalizada nos visores do gerador.....	112
Figura 5.13 – Esquema para medição de vazão d'água na BAarr.....	114
Figura 5.14 – Curva da BAarr – BCR 2000 1/3 CV – Schneider.....	115
Figura 5.15 – Gráfico de pressões do ensaio da bancada.....	117
Figura 5.16 – Temperaturas do circuito da solução.....	118
Figura 5.17 – Temperaturas do circuito de refrigerante e da água de arrefecimento....	119
Figura 5.18 – Valores de concentração da solução ao longo do ensaio.....	119
Figura 5.19 – Foto do escoamento vertical com indicação do filme estabelecido, para uma vazão de solução de 50 l/h.....	121
Figura 5.20 – Valores de $Nu$ e $Sh$ obtidos por Miller (1998).....	128
Figura 6.1 – Esquema alternativo para medição da massa específica da solução concentrada e da solução diluída.....	132

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	área	[m <sup>2</sup> ]
$C$	concentração molar da água na solução	[kmol/m <sup>3</sup> ]
$c_p$	calor específico à pressão constante	[kJ/kg.K]
$D$	diâmetro	[m]
$D_{AB}$	coeficiente de difusividade	[m <sup>2</sup> /s]
$E$	energia de ativação	[kJ/mol]
$h$	coeficiente de transferência de calor por convecção; ou entalpia específica	[kW/m <sup>2</sup> .K] [kJ/kg]
$h_f$	calor de absorção	[kJ/kg]
$h_{fg}$	calor latente de vaporização	[kJ/kg]
$h_m$	coeficiente de transferência de massa por convecção	[m/s]
$k$	condutividade térmica	[kW/m.K]
$L$	comprimento	[m]
LMTD	média logarítmica das diferenças de temperatura	[ °C]
$m$	massa	[kg]
$\mathcal{M}$	peso específico molar	[kg/kmol]
$n_A$	taxa de transferência de massa da espécie A	[kg/s]
$p$	pressão	[kPa]
$q$	taxa de calor	[kW]
$R$	raio de curvatura de tubo helicoidal; ou resistência térmica	[m] [K/W]
$T$	temperatura	[K]; [°C]
$U$	coeficiente global de transferência de calor	[kW/m <sup>2</sup> .K]
$u$	velocidade do filme na direção do escoamento	[m/s]
$V$	velocidade	[m/s]
$W$	trabalho	[kJ]
$\dot{W}$	potência	[kW]
$x$	concentração de brometo de lítio na solução binária H <sub>2</sub> O-LiBr; ou distância na direção da difusão de massa ou do escoamento	[%]; [m]

## Símbolos Gregos

$\alpha$	difusividade térmica; ou coeficiente de dilatação linear	[W/m <sup>2</sup> K] [°C <sup>-1</sup> ]
$\Gamma$	taxa de massa por unidade de comprimento característico do filme	[kg/s.m]
$\gamma$	peso específico	[N/m <sup>3</sup> ]
$\delta$	espessura média do filme	[m]
$\delta_m$	espessura da camada limite de concentração	[m]
$\delta_t$	espessura da camada limite térmica	[m]
$\theta$	temperatura	[°C]
$\mu$	viscosidade	[Pa . s]
$\nu$	viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\pi$	o número irracional 3,1415927	
$\rho$	massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tensão superficial	[N/m]

## Subscritos

$a$	absorvedor
$BC$	bomba de calor
$bs$	bomba da solução absorvente
$c$	condensador
$cr$	crítico
$Cu$	cobre
$e$	evaporador; externo; entrada
$eq$	condição de equilíbrio
$f$	condição de filme; propriedades do fluido
$g$	gerador
$h$	referência a diâmetro ou raio hidráulico
$i$	interno
$in$	condição inicial
$s$	superfície ou interface líquido-vapor; saída
$sol$	solução
$t$	total
$tb$	tubo

*vol* volumétrica

## Sobrescritos

. taxa

— condições médias

## Grupos adimensionais

Dean	número de Dean	$Dean = Re \left( \frac{D_i}{2R} \right)^{1/2}$
Dean <sub>q</sub>	número de Dean modificado	$Dean_q = Re_{Dq} \left( \frac{D_h}{R} \right)^{1/2}$
Ja	número de Jacobs	$Ja = \frac{c_p (T_s - T_{sat})}{h_{fg}}$
Ka	número de Kapitza	$Ka = \frac{\sigma}{\rho (v^4 g)^{1/3}} \equiv \frac{Re^2}{16WeNt}$
Le	número de Lewis	$Le = \frac{\alpha}{D_{AB}}$
Nt	número de filme	$Nt = \frac{\delta}{(v^2 / g)^{1/3}}$
Nu	número de Nusselt	$Nu = \frac{hL}{k_f}$
Pr	número de Prandtl	$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{v}{\alpha}$
Re	número de Reynolds	$Re = \frac{\rho VL}{\mu}$
Sc	número de Schmidt	$Sc = \frac{v}{D_{AB}}$
Sh	número de Sherwood	$Sh = \frac{h_m L}{D_{AB}}$
We	número de Weber	$We = \frac{\rho V^2 L}{\sigma} \equiv \frac{Re^2}{16KaNt}$

## Siglas

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
AMCA	<i>Air Movement and Control Association</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
BA <sub>arr</sub>	bomba d'água de arrefecimento
BCS	bomba de circulação de solução
BSC	bomba de solução concentrada
BSD	bomba de solução diluída
BSP	<i>British Standard Pipe Thread</i>
BV	bomba de vácuo
COP	coeficiente de performance
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
DRU	dispositivo para retenção de umidade
ENM	Departamento de engenharia mecânica
FT	Faculdade de Tecnologia
GUM	<i>Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement</i>
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas
LaAR	Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração
LE	limite de escoamento
LR	limite de ruptura
MME	Ministério de Minas e Energia
MOIE	matriz de oferta interna de energia
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
NBR	norma brasileira registrada
NPSH	<i>net positive suction head</i>
NPT	<i>National Pipe Thread Taper</i>
PID	ação de controle proporcional + integral + derivativa
RPM	rotações por minuto

SAD	sistema de aquisição de dados
TA	tanque auxiliar
TC <sub>arr</sub>	trocador de calor d'água de arrefecimento
TC <sub>sol</sub>	trocador de calor de solução
TR	tonelada de refrigeração, equivalente a 3,517 kW
TRD	transmissor de densidade
TWh	terawatt-hora, equivalente a $10^{12}$ Wh
UnB	Universidade de Brasília
URL	unidade resfriadora de líquido
VEX	válvula de expansão
VIM	Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia
VMP	válvula misturadora termostática
VRP	válvula redutora de pressão

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Sistemas de refrigeração por absorção têm experimentado altos e baixos desde a sua primeira aplicação comercial em 1823. Predominantes no início da indústria da refrigeração, aqueles sistemas perderam competitividade a partir do início do século XX devido à disseminação da energia elétrica a baixo custo. Contudo, crescentes preocupações com disponibilidade de fontes de energia e restrições ambientais, relacionadas com o emprego da refrigeração e do ar condicionado, fizeram despertar um renovado interesse naquele tipo de sistema.

O consumo de energia elétrica no Brasil no período de Junho/2011 a Maio/2012 foi de 534,341 TWh (MME, Jun/2012). Os setores comercial e público foram responsáveis por 21,8% da eletricidade consumida no Brasil em 2007 (ANEEL, 2008). Essa relação ainda é válida para os dias atuais, uma vez que os boletins de monitoramento do sistema elétrico brasileiro comprovam ter havido apenas um discreto aumento da participação do setor comercial no consumo de eletricidade total, no período de Dez/2008 a Jun/2012. Considerando que os sistemas de ar condicionado são responsáveis por aproximadamente 48% da energia elétrica consumida em prédios públicos e comerciais (PROCEL, 2001), e assumindo como não significativo o uso do ar condicionado em residências e na indústria, podemos estimar que as instalações de ar condicionado foram responsáveis por 10,5 % (55,91 TWh) de toda a energia elétrica consumida no Brasil no período de Junho/2011 a Maio/2012.

A falta de investimentos em geração, associada com regimes pluviométricos irregulares, levou o Brasil a uma situação de racionamento de energia elétrica em 2001, fato esse nomeado pela mídia de “apagão”. Como consequência imediata, muitas instalações de ar condicionado foram mantidas desligadas ou tiveram seu tempo de funcionamento reduzido. Em casos extremos, o racionamento causou interrupção da produção e dispensa de mão-de-obra com reflexos econômicos e sociais.

Posteriormente ao “apagão”, alguns investimentos em geração e programas governamentais para se reduzir o consumo de energia elétrica foram feitos, porém nossa dependência da geração hidráulica para produção de eletricidade ainda persiste. Em 2006,

aquele tipo de geração representava 75,7% do total da energia elétrica produzida, com uma perspectiva de reduzir sua participação para 68,7% em 2030. A situação é delicada, porquanto com o potencial hídrico das regiões Sudeste e Nordeste praticamente já utilizados, a exploração do potencial restante de 70%, localizado nas regiões Norte e Centro-Oeste, requer o emprego e aperfeiçoamento de novas tecnologias devido ao relevo plano da região. Associado a isso, há o desafio de se avançar na regulação ambiental, para que sejam obtidas permissões para se explorar o potencial hídrico localizado em biomas de alto interesse do ponto de vista ambiental.

Assim, a diversificação da nossa matriz energética é necessária, e nesse contexto o gás natural assume um papel importante. O PNE 2030 aponta para uma participação crescente desse insumo energético na Matriz de Oferta Interna de Energia – MOIE, com uma futura maior utilização na geração de energia elétrica e no uso direto pela indústria e na refrigeração, como já acontece hoje nos centros urbanos dotados de rede de distribuição de gás natural. Estrategicamente, porém, a utilização de uma única fonte de energia em sistemas de ar condicionado ou outro processo produtivo, se mostra temerário. Apesar das lições aprendidas em 2001, mais recentemente, em 2008, o rompimento de gasoduto em Santa Catarina, motivado por forças da natureza, paralisou as indústrias cerâmicas da região cujos fornos eram movidos somente a gás natural.

Compromissos internacionais assumidos pelo governo brasileiro, relacionados com programas de redução de uso e eliminação de agentes que contribuem para danos à camada de ozônio e para o aquecimento global, causam impacto direto na indústria da refrigeração e do ar condicionado. A regulação sobre prazos para eliminação de alguns refrigerantes de uso corrente, têm gerado custos significativos com pesquisas, implantação de novas plantas industriais, ou ainda com a adaptação de linhas de produção para a fabricação das novas famílias de refrigerantes sintéticos, concomitantemente com a fabricação dos refrigerantes naturais. As novas famílias de refrigerantes sintéticos, apesar de não atacarem a camada de ozônio, têm o inconveniente de contribuir para o aquecimento global. Já os refrigerantes naturais têm seu uso limitado a determinados tipos de equipamentos, por serem tóxicos ou inflamáveis.

É diante desse cenário de incertezas futuras, que na década iniciada em 2000 ganhou impulso o retorno do uso da tecnologia de absorção para aplicação ao ar condicionado. Pois esta, além de consumir pouca energia elétrica, utiliza água como refrigerante. Sob o ponto de vista ambiental, os equipamentos de absorção podem



inclusive ser uma vantagem adicional, em se tratando de um processo de enquadramento da edificação como sustentável num processo de certificação LEED – *Leadership in Energy and Environmental Design* junto ao *Green Building Council* do Brasil. Já sob a ótica estratégica, a sua aplicação conjugada com equipamentos utilizando o ciclo de refrigeração por compressão é também uma forma de se reduzir riscos de paralisações da instalação devido a interrupções de fornecimento de energia elétrica ou gás natural.

Equipamentos de absorção utilizados em sistemas de ar condicionado são unidades resfriadoras de líquido (URL), cuja função é resfriar a água que circula nos trocadores de calor distribuídos pela edificação. Tipicamente utilizam solução de água-brometo de lítio como fluido de trabalho e absorvedores arrefecidos a água. Estão disponíveis comercialmente nas capacidades variando desde 4,6 a 6000 TR (Andreos, 2008). Porém, a partir da década de 1970, começaram a surgir equipamentos utilizando o par amônia-água com absorvedores arrefecidos a ar. Estes últimos, disponíveis nas capacidades variando de 3 a 25 TR, esbarram na inconveniência da toxicidade e da inflamabilidade da amônia, além de serem menos eficientes (Herold *et al*, 1996; ASHRAE Equipment, 1988).

As URL de absorção à base de água-brometo de lítio são maiores e mais pesadas que suas equivalentes utilizando o ciclo de compressão de vapores. Tal fato implica em custos iniciais maiores, não só com o equipamento em si, mas também por exigir mais espaço físico o que, algumas vezes, desestimula a sua aplicação. A alternativa para expansão do uso da absorção no ar condicionado está então no desenvolvimento de URL compactas, arrefecidas a ar e utilizando água-brometo de lítio, cuja aplicação seria voltada para instalações comerciais e residenciais de pequeno e médio porte.

O desenvolvimento de equipamentos de absorção compactos prevê a utilização de absorvedores verticais arrefecidos a ar, o que requer a intensificação dos processos de separação e absorção do vapor d'água que ocorrem no gerador e no absorvedor, respectivamente. Porém, o fato do absorvedor determinar o desempenho e dimensões finais do equipamento, bem como a escassez de dados experimentais sobre absorção em filmes verticais descendentes, direcionou a atenção do presente trabalho sobre o processo de absorção. Desse modo, apresentamos uma proposta de metodologia experimental voltada para a determinação de correlações de transferência de calor e massa, que possam caracterizar o processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio em absorvedores verticais.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Consulta à literatura evidencia a existência de duas correntes principais voltadas para o estudo do aumento do desempenho de máquinas de absorção. A primeira corrente está ligada ao fluido de trabalho, enquanto a segunda está focada na geometria de superfícies de transferência e formato do absorvedor.

O custo inicial e operacional de um equipamento de absorção tem uma grande dependência das propriedades do fluido de trabalho. Muitos estudos são apresentados na literatura na tentativa de substituição do par água-brometo de lítio. Os enfoques das pesquisas variam desde o alargamento da faixa de operação sem ocorrência de cristalização (Shiming *et al*, 2001), com a redução da corrosão associada com o uso deste, até a redução do tamanho dos absorvedores arrefecidos a ar (Dirksen *et al*, 2001; Lee, J. -W. *et al*, 2001; De Lucas *et al*, 2004; Bourois *et al*, 2005; Donate *et al*, 2006). A procura por novos produtos não se limita ao fluido de trabalho, se estendendo também aos aditivos na forma de substâncias químicas e também de nanopartículas (Glebov e Setterwall, 2002; Vemuri *et al* 2006).

Quanto à geometria de superfícies e formato do absorvedor, podem ser observadas várias frentes de pesquisas. Estudos de utilização de tubos microrranhurados conjugados ou não com a adição de aditivos (Kim, 2003; Park, 2003; Park, 2004), a proposta de aplicação de filmes plásticos entre os tubos horizontais para aumentar a área de interface solução/refrigerante (Goel, 2005) e ainda a utilização de tubos helicoidais (Yoon, 2005).

A necessidade de um maior entendimento dos processos de absorção em absorvedores verticais motivou trabalhos experimentais, como os de Morioka *et al* (1993), Kim *et al* (1995), Miller (1998), Medrano *et al*. (2002) e Takamatsu *et al*. (2003). Todos esses trabalhos, porém, na sequência do trabalho pioneiro de Burdukov *et al* (1980), o qual demonstrou a possibilidade de absorvedores verticais possuírem desempenho superior a absorvedores horizontais. Seu trabalho parece ter alertado a comunidade científica sobre as reais potencialidades do emprego de absorvedores verticais e os decorrentes benefícios para redução de dimensões e custos globais, porquanto na sequência do mesmo outros trabalhos experimentais, estudando o processo de absorção em absorvedores verticais, começaram a despontar na literatura aberta. Apresentamos a seguir, numa sequência cronológica, uma visão geral daqueles trabalhos relacionados com o uso de soluções de água-brometo de lítio.

Burdukov *et al* (1980) apresentaram resultados comparativos da eficiência do processo de absorção do vapor d'água por solução de água-brometo de lítio, para diferentes concepções de absorvedores com geometrias e tipos de escoamento específicos. Foram avaliados quatro tipos de absorvedores: dois horizontais, constituídos de um feixe de seis tubos de aço inoxidável com 0,15 m de comprimento, onde se utilizaram tubos de parede lisa para o primeiro feixe e tubos com aletas anulares corrugadas para o segundo; um vertical, constituído de um tubo de aço-inoxidável de parede lisa com diâmetro de 25 mm e 1,2 m de comprimento; e o último do tipo leito com enchimento de espuma plástica de 0,35 m de altura, contido num tubo de aço inoxidável de 155 mm de diâmetro interno e 1,2 m de altura. Foram utilizadas as correlações de transferência simultânea de calor e massa desenvolvidas por Nakoryakov e Grigor'yeva (1977). Os resultados foram apresentados na forma de um gráfico, onde a variação do valor da concentração da solução ( $\Delta x$ ), foi correlacionada com a taxa de massa da solução por unidade de comprimento do filme ( $\Gamma$ ). A partir da análise daquele gráfico se conclui que, com o aumento de  $\Gamma$ , se reduziu a eficiência do processo de absorção; que o absorvedor do tipo leito com enchimento foi o mais eficiente, e que o uso de tubos aletados causou um aumento de aproximadamente 15% no coeficiente de transferência de massa. Além disso, os resultados mostraram que a eficiência do absorvedor vertical foi superior à dos absorvedores horizontais.

As contribuições de Burdukov naquele trabalho se estenderam além da constatação da eficiência dos absorvedores verticais. Ali, foram analisados os valores de concentração da solução e sua temperatura, escoando ao longo do absorvedor vertical. Essa avaliação considerou três condições de temperatura da solução à entrada do absorvedor: condição de temperatura sub-resfriada, com valor da temperatura da solução igual à temperatura da parede do tubo (24°C); condição de temperatura de filme da solução ( $T_f$ ), definida como a média aritmética entre os valores das temperaturas da parede e de equilíbrio da solução; e por último a condição de temperatura de equilíbrio da solução, para as condições de concentração e pressão estabelecidas. Os resultados desse estudo mostraram que para distâncias da entrada do absorvedor ( $L$ ), iguais ou superiores a 0,35 m, o valor da concentração da solução ( $x$ ) é uma função linear de  $L$ , enquanto a temperatura  $T$  da solução é constante e igual à  $T_f$ . A variação linear de  $x$  contradisse a teoria de Nakoryakov e Grigor'yeva (1977). A justificativa encontrada por Burdukov *et al* (1980) foi que o tipo de escoamento puramente laminar considerado por Nakoryakov e Grigor'yeva (1977) não se verificava para  $L \geq 0,35$  m, e sim um escoamento ondulado tridimensionalmente

desordenado, indicando assim que a teoria de Nakoryakov e Grigor'yeva (1977) precisava ser refinada. Outra contribuição importante de Burdukov *et al* (1980) foi comprovar experimentalmente a redução da eficiência do processo de absorção na presença de gases não condensáveis, numa época em que não havia trabalhos experimentais sobre esse tema. No seu trabalho foi utilizado ar como gás não condensável, constatando-se que a presença de 0,5% de ar no vapor reduziu o coeficiente de transferência de massa quase à metade.

Morioka *et al* (1993) apresentaram estudo de absorção de vapor d'água por um filme de solução de água-brometo de lítio escoando externamente ao longo de um tubo vertical de latão cromado, enquanto água de arrefecimento escoava, internamente, em contracorrente. Foram medidos fluxos de absorção de massa, e também foram determinados os coeficientes de transferência de calor e massa, para diferentes valores de temperatura da água de arrefecimento, vazão da solução e pressão no absorvedor. O trabalho também forneceu esclarecedoras informações quanto ao tipo, formato e espessura do filme da solução para a faixa de vazão normalmente empregada em equipamentos reais.

Kim *et al* (1995) determinaram correlações de transferência de massa e investigaram os efeitos dos valores da difusividade da solução, propriedades moleculares da solução concentrada e a presença de gases não absorvíveis. Diferentemente dos aparatos de outros pesquisadores, cujas bancadas operavam de forma contínua, sua bancada de testes operava de forma intermitente. O trabalho incluiu a análise quanto à variação da vazão e concentração da solução, temperatura da água de arrefecimento e pressão no absorvedor. O trabalho reforçou evidências anteriores de que o formato ondulado do escoamento é responsável por incrementar os valores dos coeficientes adimensionais de transferência de massa.

Miller (1998), em sua tese de doutorado, determinou correlações de transferência de calor e massa do vapor d'água para filmes verticais descendentes de solução de água-brometo de lítio. Seu trabalho envolveu a construção de um aparato experimental, onde a solução escoava externamente a um tubo liso de cobre, enquanto água de arrefecimento escoava internamente, em contracorrente. O absorvedor foi construído em vidro para permitir a visualização do escoamento da solução ao longo do tubo de cobre e caracterizar seu formato. Seu estudo levou em consideração a variação da temperatura dos fluidos escoando ao longo do absorvedor, valendo-se de uma nova técnica, não intrusiva, termográfica fosforescente. A partir das medições de variação da temperatura da água de arrefecimento, Miller (1998) desenvolveu algoritmo que permitiu prever a transferência

de calor no processo de absorção. Tal algoritmo foi validado por comparação com os resultados experimentais obtidos no próprio trabalho e com dados disponíveis na literatura aberta.

Medrano *et al* (2002) apresentaram estudo experimental do processo de absorção de vapor d'água por um filme descendente de água brometo de lítio que escoava *internamente* a um tubo liso de aço inoxidável, enquanto água de arrefecimento escoava *externamente* em contracorrente, em condições que permitiam simular um absorvedor arrefecido a ar. O absorvedor era vertical, constituído por dois tubos concêntricos confeccionados em aço inoxidável. Foram determinados coeficientes globais de transferência de calor e massa, e apresentados resultados de análise de sensibilidade para variações da pressão no absorvedor, da vazão da solução, da temperatura da água de arrefecimento e da concentração da solução entrando no absorvedor. Nenhuma diferença significativa foi verificada no fluxo de absorção de massa, entre os resultados daquele estudo, com escoamento interno, e os resultados para escoamentos externos apresentados por outros pesquisadores.

Takamatsu *et al* (2003) apresentaram estudo experimental da transferência de calor e massa num filme vertical descendente de água-brometo de lítio. O tubo interno do absorvedor era em cobre com parede lisa, e o tubo externo era de aço inoxidável. A solução escoava *internamente* ao tubo de cobre, enquanto água de arrefecimento escoava, em contracorrente, *externamente* àquele tubo. Foram obtidos os coeficientes médios de transferência de calor e massa, e avaliados os efeitos da variação da vazão e do sub-resfriamento da solução, além dos efeitos da variação da temperatura da água de arrefecimento. O trabalho deu sequência à tendência de trabalhos anteriores, ao buscar reproduzir as condições reinantes num absorvedor vertical arrefecido a ar.

Todos os trabalhos acima utilizaram soluções de água-brometo de lítio comercialmente disponíveis. Contudo, equipamentos arrefecidos a ar operam com níveis mais elevados de concentração e temperatura, fazendo com que exista o risco de se atingir o limite de solubilidade da solução. Quando isso acontece pode se iniciar o processo de cristalização da solução, o que leva à interrupção do funcionamento do equipamento. Por esse motivo, alguns pesquisadores investigam outros fluidos de trabalho para uso com absorvedores verticais.

Bourois *et al* (2005) apresentaram trabalho experimental sobre a absorção de vapor d'água por solução quaternária de água-(LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) escoando

verticalmente no interior de um tubo sob condições de absorvedores arrefecidos a ar. O aparato experimental foi o mesmo utilizado por Medrano *et al* (2002), no qual o filme de solução escoava internamente ao tubo interno do absorvedor, enquanto água em contracorrente escoava no espaço anular entre os tubos interno e externo. Devido à utilização da mistura quaternária foi possível operar o equipamento num valor de concentração de até 64,2 % e comparar seu desempenho quando operado com solução a 57,9%. Além disso, a solução quaternária avaliada implica em menores taxas de corrosão do equipamento, o que permite estender a sua vida útil. As variáveis de controle para esse estudo foram: a pressão no absorvedor, o número de Reynolds da solução, sua concentração e a temperatura da água de arrefecimento. Os parâmetros considerados para caracterizar o desempenho do equipamento foram: o calor de absorção, fluxo de massa de vapor absorvido, o grau de sub-resfriamento da solução à saída do absorvedor e o coeficiente de transferência de calor do filme de solução.

Nos últimos anos muitos esforços foram empregados na tentativa de se obter modelos matemáticos que pudessem descrever com razoável aproximação, o fenômeno de transferência simultânea de calor e massa em filmes descendentes. Uma revisão crítica de todo esse trabalho foi efetuada por Killion e Garimella (2001).

A revisão constou de compilar e analisar trabalhos de natureza exclusivamente analítica ou numérica, classificando-os inicialmente quanto ao tipo de solução absorvente e em seguida quanto ao tipo de escoamento considerado. Dentro dessa classificação, os artigos foram então organizados cronologicamente. Após análise dos artigos quanto a equações governantes, condições de contorno, regime de escoamento, técnicas de solução empregadas, e comparação dos resultados, as informações foram agrupadas em tabelas. As soluções absorventes consideradas foram água-brometo de lítio e amônia-água. Não constaram da revisão, modelos que não considerassem os processos de transferência de calor e massa simultaneamente.

Fica evidente naquele trabalho de revisão, que os trabalhos pioneiros de Nakoryakov e Grigor'yeva (1977) tiveram um papel relevante no desenvolvimento de modelos do processo de absorção, onde se considera o escoamento vertical puramente laminar. Muitas das simplificações adotadas em seus trabalhos ainda são utilizadas por inúmeros outros autores que os sucederam. Contudo, Killion e Garimella (2001) ponderam que a insistência de se assumir a condição puramente laminar para escoamentos descendentes não mais contribui para o avanço do entendimento do processo de absorção.

Acrescentam ainda, que os modelos desenvolvidos para caracterizar o processo de absorção na presença de filmes ondulados verticais ainda são escassos, contêm excessivas simplificações e carecem de validações experimentais. Outro ponto criticado por Killion e Garimella (2001) é a generalização de se assumir a priori as condições de escoamento, quando evidências experimentais sugerem que a hidrodinâmica do escoamento pode ser significativamente alterada pelo processo de transferência de calor e massa. Por isso, ela deveria ser considerada simultaneamente, de uma forma acoplada, àquele processo. Os autores questionam também, o fato de que raramente são incluídas nos modelos, considerações que adequadamente estabeleçam limites para manutenção do filme sobre toda a superfície de escoamento, e quando adotadas, baseiam-se em correlações empíricas de resultados experimentais. Killion e Garimella (2001) também ajuízam que a utilização do desempenho global como base para avaliar a precisão de modelos, mascara as reais limitações de um modelo, e que por isso trabalhos experimentais futuros deveriam ser conduzidos de forma a permitir determinar processos locais de transferência ao longo do absorvedor.

Concluimos então, que o estágio atual do conhecimento sobre o processo de absorção em absorvedores verticais depende fortemente de trabalhos experimentais. Os resultados propiciados pelos métodos analíticos não se mostram satisfatórios, e as diferenças verificadas têm como raiz, as considerações sobre o tipo de escoamento. O escoamento verificado, na forma de filmes ondulados, favorece o aumento dos coeficientes de transferência de calor e massa, e descrevê-lo por meio de modelos matemáticos continua sendo um desafio ainda não devidamente solucionado. Dados experimentais de correlações de transferência de calor e massa em filmes verticais descendentes ainda são escassos e, predominantemente relacionados com superfícies lisas. Daí a contribuição do presente trabalho, que, além de iluminar o tema refrigeração por absorção, disponibiliza uma bancada de ensaios que permite a execução de estudos experimentais relacionados com o processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais.

### **1.3 OBJETIVOS**

O trabalho ora apresentado tem por objetivo específico propor uma metodologia experimental com a finalidade de se obter correlações de transferência de calor e massa no processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio, sem a adição de aditivos.

Faz parte da metodologia, a construção de uma bancada de ensaios que simula uma unidade de refrigeração por absorção de simples efeito, com absorvedor vertical. As grandezas medidas na bancada servirão de parâmetros a serem utilizados por um modelo matemático, desenvolvido para determinar as correlações de transferência de calor e massa, estados termodinâmicos e o desempenho do ciclo. Também é apresentado o projeto completo da bancada e a descrição dos procedimentos para obtenção das correlações desejadas.

Pretende-se que a metodologia ora proposta seja efetivamente utilizada em futuros trabalhos, com o objetivo de se avaliar a influência da geometria da superfície de troca no desempenho do processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio.

A bancada construída também poderá ser empregada em estudos da eficiência do processo de absorção com outras soluções derivadas daquele par de espécies químicas, e em pesquisas relacionadas exclusivamente com a natureza dos escoamentos sobre superfícies circulares verticais. Além disso, aspectos construtivos da bancada permitem a sua utilização em estudos sobre a eficiência do processo de separação do vapor d'água da solução absorvente.

#### **1.4 METODOLOGIA**

Para se atingir os objetivos propostos, foi realizada uma revisão bibliográfica sobre absorção de vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio. A literatura analisada contribuiu para identificar a base teórica envolvida, o entendimento dos procedimentos para obtenção das correlações desejadas, as condições nominais adotadas nos ensaios e, finalmente, a concepção inicial da bancada.

A etapa seguinte constou de revisão da teoria relacionada com escoamentos e transferência de calor e massa. Concomitantemente, foi estudada a literatura disponível sobre a tecnologia de refrigeração por absorção utilizando solução de água-brometo de lítio.

Na sequência, foi desenvolvido modelo matemático de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito, utilizando água-brometo de lítio como fluido de trabalho. Essa etapa permitiu determinar taxas de escoamento e calor em jogo, empregadas no dimensionamento térmico e mecânico do equipamento.



Em continuidade, foi elaborado o projeto básico da bancada, o que exigiu uma revisão de métodos de fabricação e pesquisa dos materiais aplicáveis ao processo em estudo.

A fabricação e montagem da bancada se deu no Laboratório de Mecânica da FT/UnB. Nessa etapa, o projeto básico passou por revisões para se adequar aos recursos materiais e ferramental disponível no laboratório.

Concluída a montagem, foram feitos os procedimentos de testes quanto à estanqueidade, eliminados os pontos de vazamento, evacuado o sistema e carregado com solução de água-brometo de lítio.

Finalmente foi dada a partida no sistema e ajustados os parâmetros de operação às condições nominais de projeto: pressões (vácuo); aumento da concentração da solução; vazões da solução e da água de arrefecimento; e temperaturas.

## **1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO**

Este trabalho apresenta uma metodologia que torna possível a realização de estudos experimentais para determinar correlações de transferência de calor e massa em absorvedores verticais utilizando solução de água-brometo de lítio. Para tanto, o trabalho foi estruturado em seis capítulos, descritos a seguir:

**No primeiro capítulo**, além da justificativa e motivação, foi exposto um histórico e o panorama atual sobre o estágio de conhecimento do tema;

**O segundo capítulo** contém uma descrição dos aspectos tecnológicos e fundamentos teóricos que regem a refrigeração por absorção e o processo de absorção;

**O terceiro capítulo** aprofunda a visão sobre aqueles fundamentos da teoria que determinam a eficiência do processo de absorção;

**O quarto capítulo** contém o planejamento experimental, o conceito da bancada, seu projeto e construção, a instrumentação necessária e modelagem do ciclo;

**O quinto capítulo** descreve os procedimentos experimentais e os resultados obtidos;

**O sexto capítulo** apresenta as conclusões e recomendações sobre trabalhos futuros.

## 2 ASPECTOS TEÓRICOS E TECNOLÓGICOS

### 2.1 SISTEMAS DE ABSORÇÃO

#### 2.1.1 Generalidades

Ciclos de refrigeração por absorção são definidos como ciclos operados a calor, em que um fluido secundário ou *absorvente* líquido é responsável por absorver o fluido primário ou *refrigerante* na forma de vapor.

O ciclo básico de absorção é representado na Fig. 2.1. Tal ciclo opera de forma contínua e possui dois níveis de pressão, estabelecidos pelas temperaturas de evaporação ( $T_E$ ) e condensação ( $T_C$ ), respectivamente. Também se pode perceber pela figura, que o ciclo é dividido em dois circuitos: o circuito de refrigerante e o circuito da solução. As setas indicam o sentido de escoamento do refrigerante e da solução, e também o sentido do fluxo de energia entrando ou saindo do ciclo.

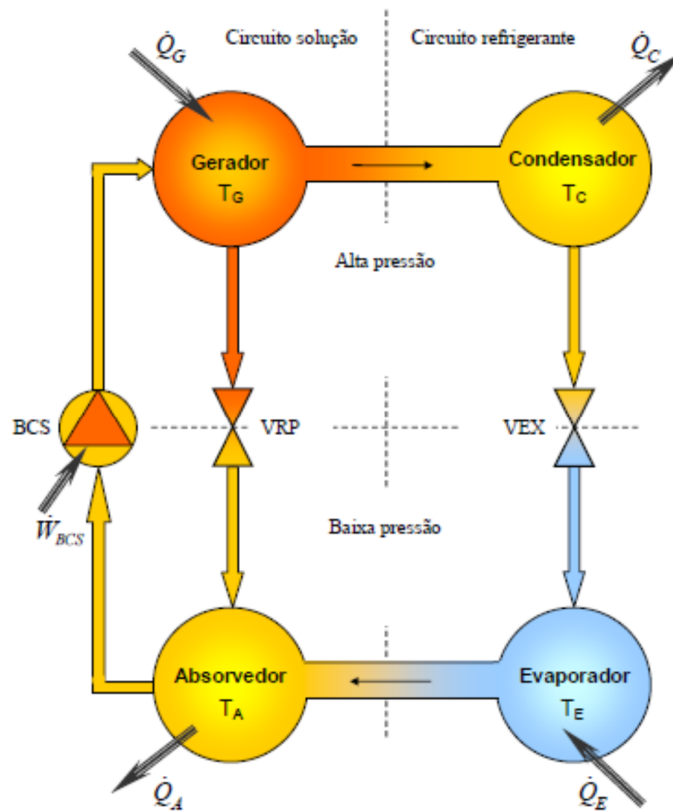


Figura 2.1. Diagrama do ciclo básico de absorção.

A seguir apresentamos uma descrição mais detalhada do ciclo básico de absorção.

### 2.1.2 Circuito do refrigerante

No *gerador*, calor de uma fonte a alta de temperatura é transferido ao ciclo a uma taxa  $\dot{Q}_G$ , fazendo com que parte do refrigerante vaporize à temperatura de geração ( $T_G$ ), e se separe da solução. Esse vapor de refrigerante segue para o *condensador*, onde o calor de condensação é removido do ciclo, por meio de água ou ar, a uma taxa  $\dot{Q}_C$ , fazendo com que o refrigerante retorne para a fase líquida à temperatura de condensação ( $T_C$ ). O refrigerante líquido, a alta pressão, passa por uma *válvula de expansão* (VEX), onde ocorre uma brusca queda de pressão associada com a evaporação de uma parcela do refrigerante. Esse fenômeno, conhecido como *expansão*, faz cair a temperatura do refrigerante, que segue então para o *evaporador*. No evaporador, o refrigerante líquido, à baixa pressão e temperatura, retira calor do meio que se deseja resfriar a uma taxa  $\dot{Q}_E$ , retornando novamente à fase de vapor à temperatura de evaporação ( $T_E$ ).

### 2.1.3 Circuito da solução

Após a separação de parte do refrigerante, a solução remanescente no gerador torna-se mais concentrada. Essa solução concentrada, a uma alta temperatura e a uma alta pressão, passa por uma *válvula redutora de pressão* (VRP) tem sua pressão reduzida ao nível da pressão de evaporação e segue para o *absorvedor*. No absorvedor, a solução absorve vapor de refrigerante oriundo do evaporador, tornando-se uma solução menos concentrada ou diluída. O processo de absorção é exotérmico, e para que esse processo não sofra interrupção, o calor de absorção precisa ser removido do ciclo a uma taxa  $\dot{Q}_A$ , de forma a manter constante a temperatura de absorção ( $T_A$ ). Uma *bomba de recirculação de solução* (BCS) é responsável por, simultaneamente, elevar a pressão e retornar a solução diluída para o gerador, garantindo assim a continuidade do ciclo. Para tanto, energia na forma de trabalho mecânico  $\dot{W}_{BCS}$  precisa ser adicionada ao sistema.

### 2.1.4 Coeficiente de performance

O *coeficiente de performance* (COP), também conhecido como *coeficiente de eficácia*, caracteriza o desempenho de um ciclo de refrigeração, relacionando o efeito desejado - *refrigeração*, com o que se paga por isso - *energia consumida*. No caso de um

ciclo de refrigeração por absorção, o COP é definido como a relação entre a taxa de refrigeração e a taxa de calor adicionada ao gerador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (2.1)$$

Tal definição desconsidera o trabalho de bombeamento, tendo em vista que sua magnitude é desprezível comparativamente aos valores em jogo nos demais pontos do ciclo.

A partir do conceito do ciclo de Carnot, o COP do ciclo ideal de refrigeração por absorção pode ser representado pelas temperaturas no sistema, como a seguir.

$$COP = \frac{T_E(T_G - T_A)}{T_G(T_A - T_E)} \quad (2.2)$$

A Eq. (2.2) considera que a temperatura da solução no absorvedor é aproximadamente igual à temperatura do refrigerante no condensador.

Vale lembrar que ciclos de absorção também são utilizados para aquecimento, e nesse caso recebem a designação de bombas de calor. A diferença entre uma bomba de calor e um equipamento de refrigeração está somente na finalidade de aplicação, não diferindo no modo de operação.

O coeficiente de performance para uma bomba de calor ( $COP_{BC}$ ) utilizando o ciclo de absorção é definido como a relação entre a soma das taxas de calor no absorvedor com a de calor no condensador e a taxa de calor imposta no gerador.

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_A + \dot{Q}_C}{\dot{Q}_G} \quad (2.3)$$

Analogamente ao sistema de refrigeração, a definição do COP da bomba de calor desconsidera o trabalho de bombeamento, e quando representado utilizando o conceito do ciclo ideal de Carnot, também considera que as temperaturas de absorção e de condensação, possuem valores muito próximos.

$$COP_{BC} = \frac{T_A (T_G - T_E)}{T_G (T_A - T_E)} \quad (2.4)$$

A partir das definições dos coeficientes de performance do ciclo de refrigeração e de uma bomba de calor, a seguinte relação é obtida:

$$COP_{BC} = COP + 1 \quad (2.5)$$

Variações a partir do ciclo básico de absorção, acrescentando ou suprimindo componentes, operando com mais de dois níveis de pressão, utilizando diferentes soluções binárias ou ternárias constituem o que se chama de tecnologias de absorção, que comentamos a seguir.

## **2.2 TECNOLOGIA DE ABSORÇÃO EM SISTEMAS COM ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO**

Sistemas de absorção com solução de água-brometo de lítio foram desenvolvidos a partir de 1946 para aplicação específica em ar condicionado, nas unidades resfriadoras de líquido (URL) de grande capacidade. Nesse ciclo, a água faz o papel do refrigerante, e a solução de água-brometo de lítio é o absorvente, responsável por absorver o vapor d'água oriundo do evaporador.

### 2.2.1 Sistemas de simples efeito

Sistemas de simples efeito são assim definidos porque a partir de uma única adição de calor ao ciclo – no gerador, há também, uma única separação ou “geração” de refrigerante.

A manifestação mais simples de um ciclo real de absorção é um sistema de simples efeito utilizando água-brometo de lítio, conforme ilustrado na Fig. 2.2.

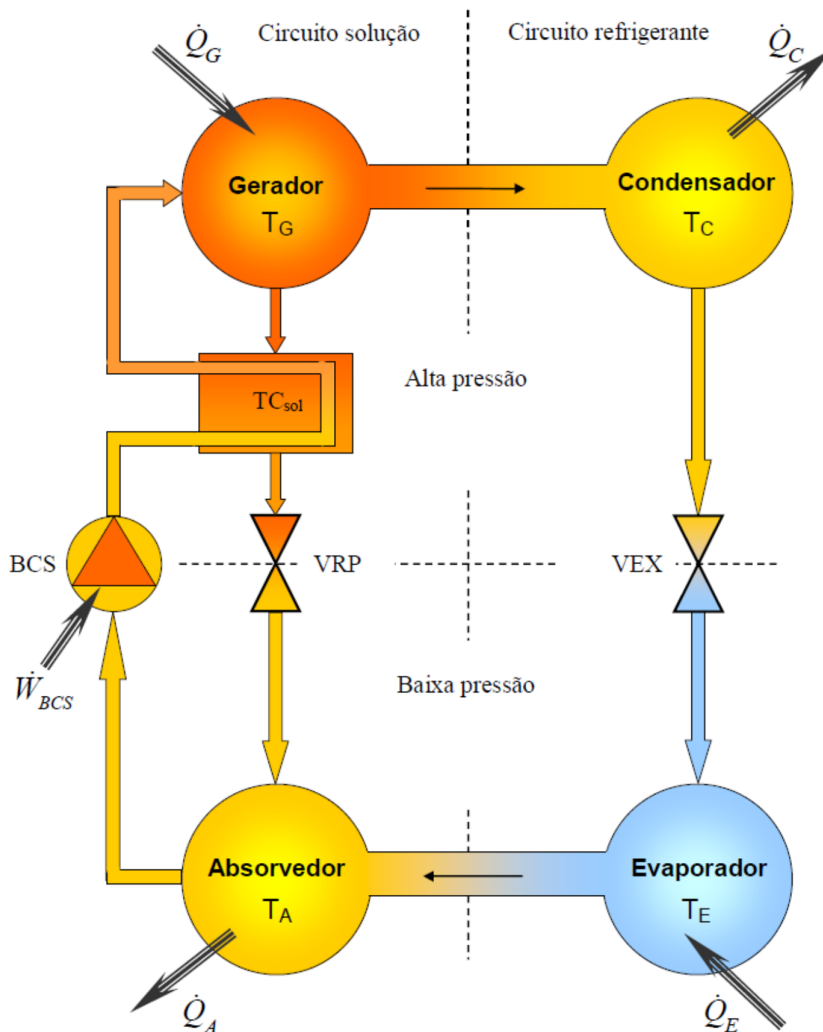


Figura 2.2. Ciclo real de absorção com água-brometo de lítio, de simples efeito.

A principal diferença em relação ao ciclo básico está na utilização de um trocador de calor da solução ( $TC_{sol}$ ), onde a solução concentrada que se dirige ao absorvedor troca

calor com a solução diluída que retorna ao gerador. Essa troca interna de calor faz com que a solução chegue ao gerador a uma temperatura mais alta, reduzindo assim a quantidade de calor necessária ao processo de separação do refrigerante. Por sua vez, a solução concentrada atingindo o absorvedor a uma temperatura mais baixa, faz com que o processo de absorção seja mais intenso. Eventualmente, alguns fabricantes adotam uma bomba de recirculação de refrigerante, para intensificar a evaporação no evaporador. Todos esses efeitos somados visam o aumento no COP do ciclo.

### **2.2.2 O brometo de lítio**

O brometo de lítio é um sal de cor branca com aparência sólido-cristalina. Ele é obtido pela reação de neutralização do hidróxido de lítio com o ácido bromídrico, ou por reação do carbonato de lítio com o ácido bromídrico. Suas propriedades físicas de interesse são: o ponto de fusão (552 °C); o ponto de ebulição (1265 °C); a massa específica (3464 kg/m<sup>3</sup>); e, a massa molecular (86,84 kg/kmol).

Seu elevado ponto de ebulição, em relação ao da água, faz com que o vapor d'água que se separa da solução seja praticamente isento de traços do sal. Isso é uma vantagem, pois dispensa a existência de dispositivos adicionais no ciclo, responsáveis por retirar e fazer retornar ao gerador parcelas da solução absorvente eventualmente vaporizadas junto com o refrigerante.

Soluções de água-brometo de lítio são fornecidas em bombonas plásticas de 25, 50, 100 ou 200 kg, já diluídas a uma concentração de 55 %, para uso direto nos equipamentos. A pedido, podem receber na sua formulação um dos seguintes inibidores de corrosão: cromato de lítio – Li<sub>2</sub>CrO<sub>4</sub> na concentração de 0,15 a 0,25%; molibdato de lítio – Li<sub>2</sub>MoO<sub>4</sub> na concentração de 0,02 a 0,03%; ou, nitrato de lítio – LiNO<sub>3</sub> na concentração de 0,01 a 0,05%

### **2.2.3 Cristalização**

A solução de água-brometo de lítio é uma das melhores escolhas entre diversos fluidos de trabalho avaliados para serem utilizados em ciclos de absorção. Contudo, se sua concentração ultrapassar o limite de solubilidade, o sal precipita. O limite de solubilidade é fortemente influenciado pela concentração da solução e sua temperatura, e sofre menos influência da pressão. O processo de formação de núcleos de cristais na solução é auto-alimentado pela presença de outros núcleos, e se não forem tomadas medidas corretivas

esses núcleos tendem a crescer até transformarem a solução numa espécie de borra ou lama. A esse processo dá-se o nome de *cristalização*. A cristalização interrompe a operação do equipamento e demanda tempo e esforço para eliminar seus efeitos.

Uma ferramenta útil na análise preliminar de projetos, ou mesmo durante a operação de um equipamento de absorção, é o diagrama pressão-temperatura para a solução de água-brometo de lítio, o qual identifica os limites de operação da máquina sem a ocorrência de cristalização. Esse limite é indicado na forma de uma linha, chamada *linha de cristalização*. Condições de operação situadas acima daquela linha permitem a operação segura do equipamento sem a ocorrência de cristalização. A Fig. 2.3 mostra um diagrama pressão-temperatura-concentração para água-brometo de lítio, contendo a linha de cristalização.

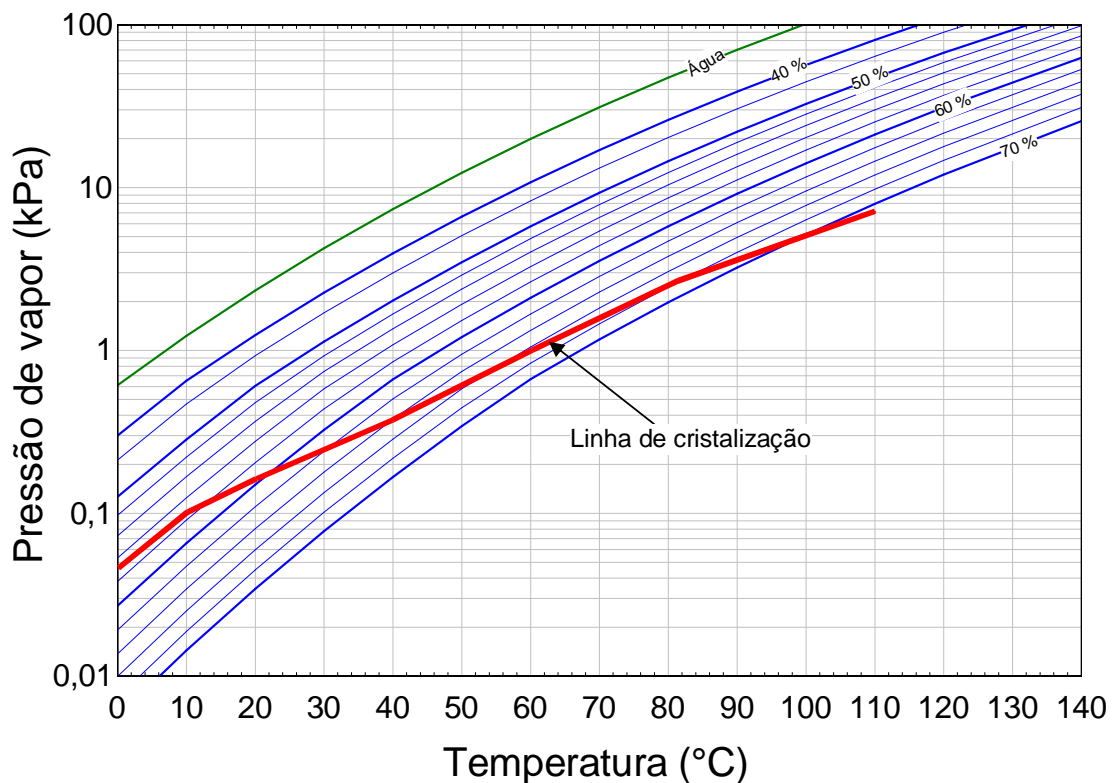


Figura 2.3. Diagrama pressão-temperatura-concentração para solução de água-brometo de lítio, indicando a linha de cristalização.

A cristalização é um dos desafios com que projetistas se deparam, no desenvolvimento de equipamentos de absorção arrefecidos a ar. Por operarem com



temperaturas mais elevadas, a sua utilização em climas quentes tem sido um obstáculo a ser transposto.

Máquinas arrefecidas a água podem operar o ano todo sem apresentar problemas. Mesmo assim, os equipamentos comerciais são fornecidos com dispositivos que monitoram e evitam a sua ocorrência, além de alarmes para alertar quanto a erros operacionais que possam conduzir à cristalização.

#### **2.2.4 Vácuo**

Equipamentos de absorção com água-brometo de lítio operam sob vácuo. Como praticamente água pura circula no condensador e no evaporador, as temperaturas de operação nesses equipamentos definem as pressões de alta e baixa do sistema. Valores típicos de pressão no evaporador são de 1,0 kPa para absorvedores arrefecidos a água e de 1,3 kPa para absorvedores arrefecidos a ar.

As baixas pressões de uma máquina de absorção de simples efeito podem ser obtidas por meio de bombas de vácuo rotativas empregadas em serviços de refrigeração.

O ar e outros gases são prontamente removidos do sistema pela bomba de vácuo. Já os gases dissolvidos em líquidos requerem mais tempo, para que os mesmos possam se difundir através do líquido para o espaço mantido sob vácuo. Essa etapa pode ser abreviada se for imposta uma agitação ao líquido enquanto o equipamento está sendo evacuado. Manter a bomba de circulação de solução funcionando, por exemplo, ou, termicamente, mantendo a solução em ebulição.

#### **2.2.5 Vazamentos e efeitos de coluna de líquido**

Apesar de os níveis de vácuo no sistema não serem extremamente baixos, os mesmos impõem consideráveis desafios ao projeto, tais como: grandes componentes devido ao volume específico do vapor d'água; exigências quanto à estanqueidade de equipamentos; soluções para detectar a existência de não absorvíveis no sistema; e efeitos de coluna de líquido no projeto do evaporador, por exemplo.

Os gases não absorvíveis nos equipamentos são constituídos basicamente de ar, oriundo de infiltrações, e de hidrogênio gerado internamente como resultado de contínuo e lento processo de corrosão. O ar infiltrado no sistema causa o aumento da taxa de corrosão, podendo esta atingir valores inaceitáveis. Por sua vez, o hidrogênio gerado tende

a se depositar nas áreas de baixa pressão ocupadas pelo vapor, sendo o responsável pela redução do desempenho do processo de absorção, do COP e da capacidade do equipamento, além de aumentar o risco de cristalizar a solução.

A remoção de gases não absorvíveis se dá pela purga periódica do equipamento, por meio de unidades de purga ou por meio da evacuação direta daquelas regiões que contêm vapor. Durante o processo de purga, gases não absorvíveis e certa quantidade de vapor d'água são removidos, porém, a massa de água removida do sistema não chega a interferir na sua operação, em virtude do alto volume específico do vapor d'água.

A temperatura de evaporação é sensivelmente afetada pela coluna hidrostática de líquido em ambientes com a baixa pressão. Por isso, os evaporadores de máquinas de absorção são projetados para que a evaporação se dê na forma de um filme de refrigerante escoando na superfície externa dos tubos de troca. Não raro, alguns fabricantes utilizam uma bomba de refrigerante aspergindo continuamente refrigerante sobre os tubos, para intensificar a evaporação.

### **2.2.6 Corrosão e compatibilidade de materiais**

Na presença de oxigênio dissolvido, soluções de água-brometo de lítio são extremamente agressivas a muitos metais, inclusive ao aço-carbono e ao cobre. Contudo, por operar em vácuo, sistemas de absorção constituem ambientes com pouco oxigênio, acarretando taxas de corrosão muito baixas. Associado a isso, inibidores de corrosão à base de cromatos e molibdatos fornecem uma redução complementar às taxas de corrosão. As soluções de água-brometo de lítio disponíveis comercialmente, quando solicitado, são fornecidas com inibidores de corrosão. Assim, para as faixas de temperatura de um sistema de simples efeito o aço-carbono e o cobre são os materiais preferencialmente utilizados (Herold *et al.*, 1996).

Quanto a juntas e vedações, o material mais indicado é a borracha butílica, devido à sua baixa taxa de permeabilidade para gases, e baixa perda de peso ao longo do tempo. Além do mais, aquele material é quimicamente compatível com soluções de água-brometo de lítio. Alternativamente o neoprene pode ser utilizado, por também ser quimicamente compatível com soluções de água-brometo de lítio e por possuir perda percentual de peso equivalente à da borracha butílica (Parker, 2001).

### 2.2.7 Álcool octílico (Octanol)

O absorvedor costuma ser o item de maior tamanho num equipamento de absorção. Isso ocorre por dois motivos: primeiro, o volume específico do vapor d'água é elevado em decorrência da baixa pressão no evaporador, o que requer seções maiores para manter a perda de carga dentro de valores aceitáveis; segundo, os coeficientes de transferência de calor e massa no absorvedor são inferiores àqueles verificados em outros componentes.

Os coeficientes de transferência de massa no absorvedor são baixos, devido à relativa ineficiência do processo de transferência de massa no lado do líquido. Uma prática comum utilizada para suprir essa deficiência é adicionar à solução, um aditivo surfactante chamado álcool octílico (2 etil – 1 hexano). A diferença entre os valores de tensão superficial do álcool octílico e da solução, induz à formação de escoamentos na superfície livre do líquido, processo esse conhecido como efeito Marangoni, que tem como consequência a intensificação do processo de transferência de calor e massa na interface líquido vapor.

### 2.2.8 Manutenção

A manutenção em equipamentos de absorção é relativamente simples. Além daquelas verificações normalmente associadas com bombas, válvulas e equipamentos elétricos, as seguintes atividades são necessárias:

- Purga periódica de não condensáveis;
- Adição periódica de inibidores de corrosão;
- Adição periódica de álcool octílico;
- Verificação e correção do pH da solução;

As periodicidades das verificações dependem de algumas variáveis, tais como os tamanhos da máquina e do sistema de purga, e geralmente são informadas pelos fabricantes.

A vida útil de uma máquina de absorção gira em torno de 20 anos. Após esse período, uma acentuada corrosão contribui para o aumento de vazamentos nos espelhos dos equipamentos, mais especificamente nos locais ao redor dos tubos (Herold *et al*, 1996).

Os fabricantes recomendam que, em paralisações prolongadas ou no caso de quebra de vácuo, o equipamento seja pressurizado com nitrogênio, para garantir um ambiente inerte e assim diminuir as taxas de corrosão.

### 2.3 ESCOAMENTOS

O problema em estudo no presente trabalho envolve o escoamento de filmes verticais descendentes de solução de água-brometo de lítio, externamente a um tubo de parede lisa, enquanto água é forçada a escoar em contracorrente, internamente ao mesmo. O escoamento externo se dá exclusivamente por gravidade, na forma de um filme, o qual está em contato com vapor d'água. Devido à diferença nos valores de suas pressões parciais, o vapor é absorvido pelo filme da solução de água-brometo de lítio ao longo do seu trajeto descendente. O processo de absorção é exotérmico e para que o processo seja eficiente e não sofra interrupção, o calor de absorção é permanentemente removido pela água de arrefecimento que escoar internamente ao tubo. Um esquema do absorvedor vertical, com detalhe dos escoamentos em jogo é ilustrado na Fig. 2.4.

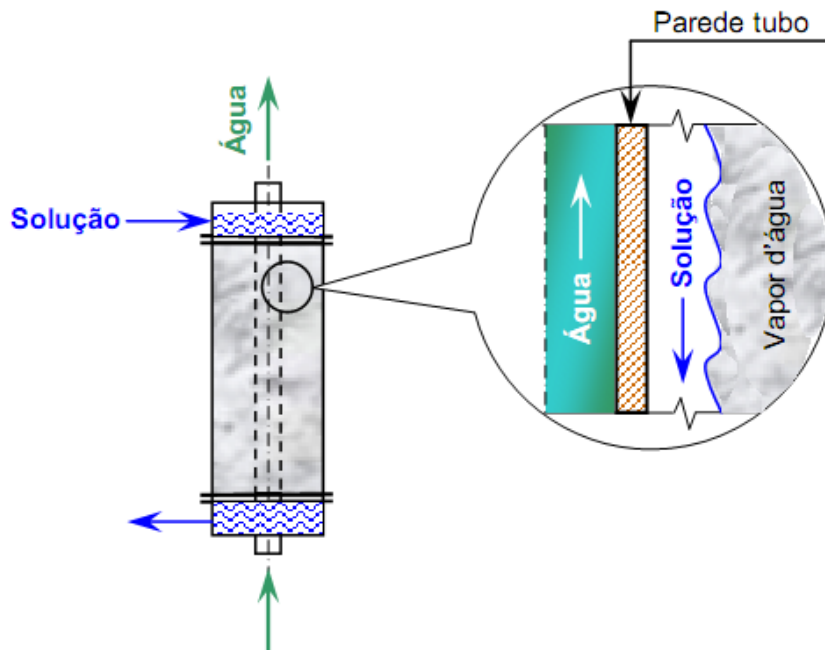


Figura 2.4. Esquema de escoamento de filme vertical descendente.

O processo de transferência de calor e massa em filmes descendentes depende do formato do filme e do tipo de escoamento, que por sua vez são regidos pelo número de Reynolds relacionado ao filme ( $Re_f$ ), caracterizado por,

$$Re_f = 4\Gamma / \mu \equiv 4\dot{m} / \pi D_e \mu \quad (2.6)$$

onde,  $\Gamma$  é a taxa de massa por unidade de perímetro, em kg/s-m,  $\dot{m}$  é a taxa da solução concentrada que entra no absorvedor, em kg/s,  $\mu$  sua viscosidade em Pa-s; e  $D_e$  o diâmetro externo do tubo vertical sobre o qual escoam a solução.

A literatura (Morioka *et al*, 1993) classifica o escoamento de filmes descendentes, como puramente laminar e sem ondulações ( $Re_f \leq 16$ ), laminar ondulado ( $16 < Re_f \leq 1600$ ) e completamente turbulento ( $Re_f > 1600$ ). No regime laminar ondulado existem dois padrões de ondulações que foram bem identificados no trabalho de Morioka *et al*. (1993). O primeiro, na transição do regime puramente laminar para o ondulado ( $Re_f \approx 20$ ), com o surgimento de ondas regulares na forma de anéis perpendiculares à direção do escoamento. O segundo padrão surge a partir de valores de  $Re_f \geq 61$ , o qual é caracterizado pela ocorrência de ondas maiores antecedidas por ondas menores, deslizando sobre um filme muito fino de solução. Esse padrão se mantém com as ondas vindo a se cruzar e a se distorcerem à medida que se aumenta o escoamento para valores  $Re_f \approx 812$ . Em todos os casos acontece o colapso total das ondas ao longo de sua descida pelo tubo.

## 2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O processo de transferência de calor em um absorvedor vertical se assemelha ao que ocorre em trocadores de calor, ou seja, dois fluidos escoando separados por uma superfície de troca. Para esse caso, a teoria nos mostra que, se considerarmos desprezíveis as resistências térmicas devido a incrustações, a resistência térmica total à transferência de calor ( $R_t$ ), será representada pela soma de três parcelas: a resistência externa ( $R_e$ ), a resistência à condução através da parede do tubo ( $R_{tb}$ ), e a resistência interna ( $R_i$ ).

$$R_t = \frac{1}{\overline{h_e A_e}} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi k_{Cu} L_{tb}} + \frac{1}{\overline{h_i A_i}} \quad (2.7)$$

Onde,  $\overline{h_e}$  e  $\overline{h_i}$  são os coeficientes médios de transferência de calor por convecção,  $k_{Cu}$  a condutividade do cobre,  $L_{tb}$  o comprimento do tubo,  $A_e$  e  $A_i$  as áreas das superfícies de troca, e finalmente os índices  $e$  e  $i$  que se referem à localização externa e interna, respectivamente.

Outras equações básicas de transferência de calor necessitam ser resolvidas simultaneamente, para que se possa obter um valor médio para Nusselt –  $\overline{Nu} = f(Re_f, Pr)$ .

$$\dot{q} = \dot{m} c_p (T_{\acute{a}gua;s} - T_{\acute{a}gua;e}) \quad (2.8)$$

$$R_t = 1 / UA = LMTD / \dot{q} \quad (2.9)$$

$$LMTD = \frac{(T_{sol;e} - T_{\acute{a}gua;s}) - (T_{sol;s} - T_{\acute{a}gua;e})}{\ln \left[ (T_{sol;e} - T_{\acute{a}gua;s}) / (T_{sol;s} - T_{\acute{a}gua;e}) \right]} \quad (2.10)$$

O  $LMTD$  é a média logarítmica das diferenças de temperaturas, onde  $T_{\acute{a}gua;e}$  e  $T_{\acute{a}gua;s}$  são as temperaturas d'água de arrefecimento à entrada e à saída do absorvedor, e  $T_{sol;e}$  e  $T_{sol;s}$  as temperaturas da solução à entrada e à saída do absorvedor. A taxa de calor transferida para a água –  $\dot{q}$ ,  $\dot{m}$  é a taxa de massa de água e  $c_p$  o seu calor específico.

#### 2.4.1 Método de Wilson

A determinação experimental de  $\overline{h_e}$  e  $\overline{h_i}$  depende de medições difíceis de serem realizadas. A determinação das temperaturas das superfícies externas e internas, quando acessíveis, causa perturbações ao fenômeno sob estudo. Nessa situação, o método de

Wilson é uma alternativa empregada para a determinação daqueles coeficientes (Fernández-Seara, J. *et al.*, 2005).

O método considera a divisão da resistência térmica total em duas parcelas, a resistência à convecção interna, e o restante das parcelas na forma de uma constante  $C_1$ .

$$R_t = C_1 + R_i \quad (2.11)$$

$$C_1 = R_e + R_{tb} \quad (2.12)$$

Essa condição é possível, quando vapor d'água condensa sobre a superfície externa de tubos por onde circula água fria, internamente. Nessa situação,  $\bar{h}_i$  é o principal responsável pelas modificações no valor da resistência térmica total, associadas com variações na vazão d'água. Assim, para a determinação experimental de  $\bar{h}_i$ , o nosso absorvedor funcionará como um condensador.

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção, para aquecimento da água escoando no interior de tubos em regime turbulento plenamente desenvolvido, é determinado pela correlação de Dittus-Boelter, aqui apresentada sob a forma.

$$\bar{h}_i = C Re_D^m Pr^{0,4} (k_{\text{água}} / D_i) \quad (2.13)$$

Nela,  $k_{\text{água}}$ ,  $Re_D$  e  $Pr$  são os valores para a condutividade térmica da água, o número de Reynolds relacionado ao diâmetro interno do tubo e o número de Prandtl, respectivamente. Todos para as condições de temperatura média da água que circula internamente ao tubo, no absorvedor.

Admitindo-se que são desprezíveis as mudanças das propriedades da água em virtude de variações na sua vazão, então  $\bar{h}_i$  será diretamente proporcional a  $Re_D$ , e a resistência térmica interna será proporcional a  $1/Re_D^m$ , podendo ser caracterizada por

$$R_t = \frac{1}{C_2 A_i} \text{Re}^{-m} \quad (2.14)$$

onde  $C_2$  é uma constante. E assim, a partir da Eq. (2.11), a resistência térmica total pode ser representada como:

$$R_t = C_1 + \frac{1}{C_2 A_i} \left(1/\text{Re}_D^m\right) \quad (2.15)$$

A Eq. (2.15) representa a equação de uma reta, onde  $C_1$  é o valor em que a reta corta o eixo das ordenadas, e  $\frac{1}{C_2 A_i}$  a sua inclinação.

No ensaio pelo método de Wilson são medidas as temperaturas da água à entrada e à saída do tubo e a temperatura de condensação, à medida que se varia a vazão d'água de arrefecimento. Uma vez medida a vazão de água e a sua temperatura, se pode calcular o número de Reynolds. As medidas da temperatura de condensação, ou temperatura do vapor ( $T_v$ ), e das temperaturas da água, à entrada e à saída do tubo de cobre do absorvedor, nos permitem calcular a temperatura média logarítmica da água, a partir da Eq. (2.10) com a substituição de  $T_{sol:e}$  e  $T_{sol:s}$  por  $T_v$ . Em sequência, a resistência térmica total pode ser calculada, a partir das equações (2.8) e (2.9).

Agora, se arbitrarmos um valor para o expoente  $m$ , os valores experimentais de  $R_t$  podem ser expressos como uma função dos valores experimentais de  $1/\text{Re}^m$ , e a equação da reta representativa dos dados experimentais pode ser obtida a partir de uma simples regressão linear. Assim, a partir da Eq. (2.15), os valores das constantes  $C_1$  e  $C_2$  podem ser determinados, e os valores de  $C$  e  $\bar{h}_i$  podem ser obtidos por,

$$\bar{h}_i = C_2 \text{Re}^m \quad (2.16)$$



$$C = C_2 \frac{D_i}{\bar{k}} \frac{1}{\text{Pr}^{0.4}} \quad (2.17)$$

onde  $\bar{k}$  é o valor médio da condutividade da água.

Como resultado do método de Wilson, são obtidos os valores médios dos coeficientes, interno e externo, de transferência de calor por convecção, em função da vazão da água de arrefecimento. Por aquele método também se determina o coeficiente adimensional da correlação geral de Dittus-Boelter, representada por:

$$\overline{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n \quad (2.18)$$

Contudo, no presente trabalho, somente  $\bar{h}_i$  será determinado, pois, num processo de condensação de vapor de uma substância pura, a resistência térmica do lado do fluido frio é dominante, e assim, não se podem esperar resultados precisos para  $\bar{h}_e$ . Uma vez determinado  $\bar{h}_i$ , experimentalmente,  $\bar{h}_e$  é calculado aplicando-se a Eq. (2.7).

Antes de se utilizar os dados medidos e calculados é recomendável fazer uma análise cuidadosa dos mesmos, para verificar se as considerações que justificam o método estão satisfeitas. A temperatura do vapor e a temperatura média da água de arrefecimento devem ser aproximadamente constantes; assim, a temperatura da superfície externa do tubo e a resistência externa à convecção podem ser consideradas constantes, e a variação da resistência térmica total pode então ser atribuída somente à resistência interna, o que satisfaz a condição expressa pela Eq. (2.11). Os valores do número de Prandtl também devem ser aproximadamente constantes; assim, o coeficiente interno de transferência de calor e a resistência interna, dependerão somente do número de Reynolds, satisfazendo assim a condição indicada pela Eq. (2.14).

### **Método de Wilson modificado**

O método de Wilson requer que se arbitrem previamente os coeficientes de Reynolds e Prandtl, o que pode introduzir imprecisões nos resultados. Para superar essa possibilidade, pode ser acrescentada uma modificação no método, passando este a ser conhecido como método de Wilson modificado.

O método de Wilson modificado se baseia no método de Wilson anteriormente descrito, porém leva em consideração uma segunda equação linear e um processo iterativo.

A segunda equação linear é obtida a partir de uma manipulação algébrica na Eq. (2.15) e, em seguida, aplicando-se logaritmos em ambos os lados da mesma, para que então assuma a seguinte forma

$$\ln\left(\frac{1}{R_i - C_1}\right) = \ln(C_2 A_i) + m \ln(Re) \quad (2.19)$$

A Eq. (2.19) é uma expressão de  $\ln(1/(R_i - C_1))$  em função de  $\ln(Re)$ , onde o termo  $\ln(C_2 A_i)$  é o ponto de interseção da reta com o eixo das ordenadas, e  $m$  sua inclinação.

O processo para se determinar o expoente  $m$  tem início arbitrando-se um valor para o mesmo. Em seguida, aplica-se o método de Wilson pelo qual são determinadas as grandezas  $C_1$  e  $1/C_2 A_i$ . A partir dos valores experimentais obtidos para  $R_i$  e Reynolds, os pontos do gráfico de  $\ln(1/(R_i - C_1))$  em função de  $\ln(Re)$  são determinados. Então, a equação da segunda reta é obtida, a partir de uma nova regressão linear, e, por conseguinte a inclinação da mesma  $-m$ . Se o valor de  $m$  obtido for igual ao anteriormente arbitrado, o problema está resolvido. Se não, inicia-se novamente o processo.

O método de Wilson modificado permite então que sejam obtidos, experimentalmente, os valores dos coeficientes interno e externo de transferência de calor por convecção, em função da vazão, da água de arrefecimento. Além disso, o coeficiente adimensional da correlação geral de Dittus-Boelter é determinado arbitrando-se apenas o expoente  $n$  do número de Prandtl.

## 2.5 TRANSFERÊNCIA DE MASSA

A taxa de transferência de massa de uma espécie no regime estacionário unidimensional é caracterizada por

$$n_A = \bar{h}_m \cdot A_s \cdot (\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}) \quad (2.20)$$

cujas parcelas, para o problema em estudo, são assim definidas:  $\bar{h}_m$  é o coeficiente médio de transferência de massa por convecção, em m/s;  $A_s$  a área superficial externa do tubo vertical, em m<sup>2</sup>; e  $\rho_{A,s}$  e  $\rho_{A,\infty}$  a massa específica da água na solução e do vapor d'água, respectivamente.

A lei de Fick nos informa que o *fluxo molar por difusão* ( $N''_{A,y}$ ) é proporcional ao gradiente de concentração da espécie considerada, na camada limite de concentração. A constante de proporcionalidade que correlaciona aquele fluxo molar é conhecida por *Coefficiente de Difusividade* ( $D_{AB}$ ). A lei de Fick pode ser representada por

$$N''_{A,y} = -D_{AB} (dC_A / dy) \quad (2.21)$$

em que o sinal negativo indica que a concentração diminui no sentido da transferência de massa.

Os valores de  $D_{AB}$  dependem exclusivamente de trabalhos experimentais. Informações sobre  $D_{AB}$  para a solução água-brometo de lítio são escassos, principalmente para as concentrações utilizadas em equipamentos comerciais. Contudo, Miller (1998) apresentou correlação empírica que permite prever  $D_{AB}$  para concentrações até 64%, a partir da seguinte correlação empírica:

$$D_{AB} = D_o e^{\left(\frac{E}{RT}\right)} \quad (2.22)$$

Na Eq. (2.22)  $R$  é a constante universal dos gases (8,314 kJ/kmol.K),  $D_o$  é a difusividade a uma diluição infinita,  $E$  é a energia de ativação, e  $T$  a temperatura do fluido em K.

Zaltash e Ally (1992) apud Miller (1998) correlacionaram o termo  $E/R$  em função da concentração da solução de água-brometo de lítio e determinaram o valor de  $D_o$ .

$$\frac{E}{R} = -1179,7591 + 5,9558x - 0,13624x^2 \quad (2.23)$$

$$D_o = 7,1317 \times 10^{-8} \text{ m}^2 / \text{s}$$

Os erros associados com a utilização das equações (2.23) e (2.22), são da ordem de 4%, o que torna tais correlações muito úteis para se prever os efeitos da temperatura e concentração no processo de absorção.

Medições de temperatura, vazão e densidade da solução nos permitem determinar  $\bar{h}_m$ , a partir de um balanço de massa e energia representado por

$$\dot{m}_{sol:e} + \dot{m}_{vapor} = \dot{m}_{sol:s} \quad (2.24)$$

$$x_{sol:e} \dot{m}_{sol:e} = x_{sol:s} \dot{m}_{sol:s} \quad (2.25)$$

$$q_a = \dot{m}_{sol:e} h_{sol:e} - \dot{m}_{sol:s} h_{sol:s} + \dot{m}_{vapor} h_{vapor} \quad (2.26)$$

onde:  $\dot{m}_{sol:e}$  e  $\dot{m}_{sol:s}$  são a taxa da solução, respectivamente à entrada e à saída do absorvedor;  $\dot{m}_{vapor}$  é a taxa de vapor absorvido;  $x_{sol:e}$  e  $x_{sol:s}$  são a concentração da solução à entrada e à saída do absorvedor;  $h_{sol:e}$ ,  $h_{sol:s}$  são, respectivamente, a entalpia específica da solução à entrada, à saída do absorvedor;  $h_{vapor}$  é a entalpia específica do vapor; e  $\dot{Q}_a$  é a taxa de calor do processo de absorção. A utilização da Eq. (2.26) para determinação de  $\dot{Q}_a$  é acoplada à Eq. (2.8).

O número de Sherwood médio ( $\bar{Sh}$ ) pode então ser determinado por

$$\bar{Sh} = \bar{h}_m \frac{D_e}{D_{AB}} = \bar{h}_m \frac{\left(\frac{v^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}}{D_{AB}} \quad (2.27)$$

onde  $v$  é a viscosidade cinemática da espécie absorvida.

### 3 A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA EM FILMES VERTICAIS DESCENDENTES

#### 3.1 ESCOAMENTOS

A hidrodinâmica do escoamento exerce um profundo efeito sobre o desempenho do absorvedor. No caso de absorvedores verticais, a formação de ondas tem o efeito de redistribuir as espécies e a energia nos mesmos. Diante disso se faz necessário um perfeito entendimento do escoamento de multicomponentes na presença de fases distintas sob a forma de geometrias complexas.

Os filmes descendentes escoando sobre superfícies cilíndricas verticais são naturalmente instáveis para todos os números de Reynolds, números de Weber ( $We$ ) e relação de raios (Solorio e Sen, 1987, apud Miller, 1998), acarretando que tais escoamentos são naturalmente ondulados.

A relação do número de Weber com escoamentos verticais se deve à influência da tensão superficial do líquido ( $\sigma$ ) sobre a formação das ondas naquele tipo de escoamento.

$$We = \frac{\rho V^2 L}{\sigma} \quad (3.1)$$

As forças motrizes que determinam a natureza dos escoamentos verticais descendentes são a viscosidade, a gravidade e a tensão superficial. Por isso, além do número de Reynolds, o grupo adimensional conhecido como número de Kapitza ( $Ka$ ) também é utilizado para descrever escoamentos descendentes.

$$Ka = \frac{\sigma}{\rho(v^4 g)^{\frac{1}{3}}} \equiv \frac{Re^2}{16WeNt} \quad (3.2)$$

Conforme mostrado na Eq. (3.2), Kapitza também costuma ser definido em função de Reynolds, Weber e de outra grandeza adimensional conhecida como *Número do filme* ( $Nt$ ), deduzida por Duckler (1959), e representada por

$$Nt = \frac{\delta}{(v^2 / g)^{\frac{1}{3}}} \quad (3.3)$$

onde  $\delta$  é a espessura média do filme. O número do filme é um conceito costumeiramente utilizado na análise de escoamentos verticais descendentes na forma de filmes, sejam eles puramente laminares ou laminares ondulados.

Escoamentos descendentes não podem ser classificados unicamente como laminares ou turbulentos. Ainda mais, a transição de um para outro regime não é tão visível quanto em escoamentos internos em tubulações. Mesmo assim, existem trabalhos que determinaram o Reynolds crítico para tais escoamentos, como os de Brauer (1956), Grimley (1945) e Kapitza (1948). Posteriormente, Ishigai *et al* (1972) apud Miller (1998) estabeleceram a seguinte correlação para o número crítico de Reynolds, correspondente à transição do regime puramente laminar para o laminar ondulado.

$$Re_{cr} = 1,88Ka^{0,3} \quad (3.4)$$

Eles também refinaram a classificação usual de escoamentos de filmes descendentes, expandindo-a de três para cinco tipos, assim definidos:

Puramente laminar	$Re \leq 1,88 Ka^{0,3}$
Primeira transição	$1,88 Ka^{0,3} < Re \leq 8,8 Ka^{0,3}$
Laminar ondulado estável	$8,8 Ka^{0,3} < Re \leq 300$
Segunda transição	$300 < Re \leq 1600$
Totalmente turbulento	$Re > 1600$

Aplicando os regimes de Ishigai *et al* (1972) à solução de água-brometo de lítio a 59%, Morioka et al (1993) apud Miller (1998) estabeleceram os seguintes campos:

Puramente laminar	$Re \leq 16$
Primeira transição	$16 < Re \leq 60$
Laminar ondulado estável	$60 < Re \leq 300$
Segunda transição	$300 < Re \leq 1600$
Totalmente turbulento	$Re > 1600$

A literatura classifica os escoamentos descendentes como laminares ondulados, quando os valores de Reynolds estão compreendidos na faixa de  $16 < Re \leq 1600$ . Nessa ampla faixa, contudo, ondas de formatos variados se desenvolvem vindo a originar diferentes denominações com o objetivo de classificá-las.

As ondas no regime de primeira transição, cuja forma se assemelha a anéis simétricos e perpendiculares à direção do escoamento, são denominadas *ondas laminares capilares*.

As ondas no regime laminar estável foram denominadas *ondas laminares inerciais*, ou, *ondas deslizantes*. A característica principal dos escoamentos nesse regime é a presença de uma fina camada laminar, chamada de *substrato do filme*, que se desloca a uma velocidade  $V_1$  com ondas maiores deslocando-se sobre esse substrato a uma velocidade  $V_2$ , em que  $V_2 > V_1$ . Os formatos das ondas dependem dos valores de Reynolds, da viscosidade e da tensão superficial do líquido. A Fig. 3.1 mostra um desenho do formato típico de ondas num escoamento laminar ondulado, com as suas regiões e grandezas características.

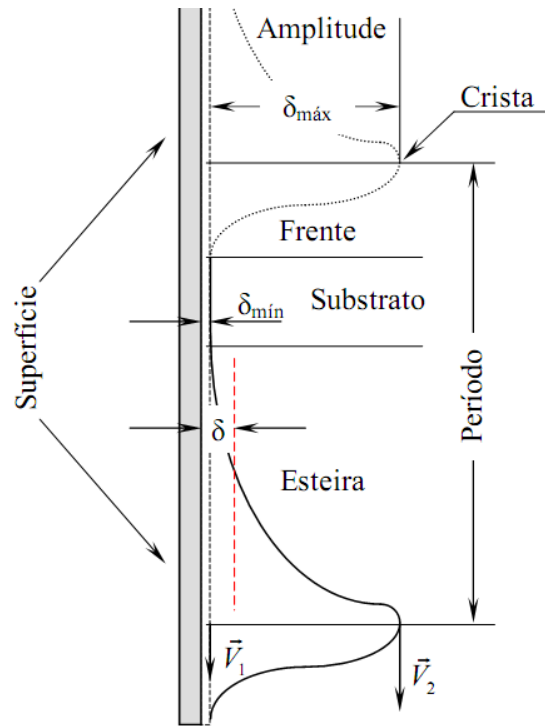


Figura 3.1. Formato da onda num escoamento laminar ondulado e suas regiões e grandezas características (adaptado de Miller, 1998).

Com o aumento do número de Reynolds, há o aumento da amplitude das ondas, concomitantemente com o desenvolvimento de uma frente de onda mais escarpada. Tal fato leva ao incremento das forças de tensão superficial e daí o desenvolvimento de ondas menores à frente das ondas maiores.

Atingindo a segunda transição, o intervalo entre ondas aumenta e o formato das mesmas vai se distanciando daquela simetria que lembrava anéis. À medida que se aumenta Reynolds, as ondas tendem a se cruzar e a interferir com as adjacentes, mesmo assim ainda é possível distinguir o substrato e as ondas maiores antecedidas pelas menores.

Ao ultrapassar a fronteira que limita o escoamento turbulento, as ondas maiores se misturam com as menores. Já não mais existe um substrato, e o que predomina é uma superfície totalmente coberta por pequenas ondas, assimétricas, aleatoriamente distribuídas.

Os escoamentos descendentes são muito apropriados como interface em processos de transferência de calor, devido à reduzida resistência térmica do filme e à grande



superfície de contato, que se formam com as pequenas vazões. Assim, muitos trabalhos têm sido conduzidos para medir e correlacionar a espessura do filme nesse tipo de escoamento.

### **Escoamento puramente laminar**

Hopf (1910) e Nusselt (1916) foram os primeiros a desenvolver soluções para escoamentos descendentes sobre uma placa plana vertical.

As considerações clássicas de escoamento incompressível, regime estacionário, propriedades do fluido constante e dissipação viscosa desprezível, associadas com a condição de contorno de não escorregamento na região da parede, permitiram deduzir a seguinte expressão para a espessura do filme, válida para escoamentos verticais sobre uma superfície plana:

$$\delta = \left( \frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.5)$$

Para situações de absorvedores verticais em que o escoamento de interesse se dê sobre a superfície externa de um tubo, o comprimento característico considerado é o diâmetro externo ( $D_e$ ), e a Eq. (3.5) pode ser representada por,

$$\delta = \left( \frac{3\dot{m}v}{\pi D_e \rho g} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( 0,75 \text{Re} \frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.6)$$

Em termos de  $Nt$ , a Eq. (3.6) assume a seguinte forma:

$$Nt = (0,75 \text{Re})^{\frac{1}{3}} \quad (3.7)$$

Quando se trata de superfícies cilíndricas, a questão relacionada com o efeito da curvatura da superfície dos tubos sobre o escoamento precisa ser analisada. Miller (1998)

deduziu que o valor de  $\delta$  calculado com base em coordenadas planas é ligeiramente superior ao valor baseado em coordenadas cilíndricas, e que a redução do diâmetro do tubo aumenta o erro devido ao efeito de curvatura da superfície. Os erros associados com a utilização de coordenadas planas para determinar a espessura de filmes escoando sobre superfícies cilíndricas são da ordem 1% para tubos com 25,4 mm de diâmetro, podendo subir até 7% para tubos com 6,35 mm de diâmetro. Porém, para uma ampla faixa de vazão, os erros associados são da ordem de 2%, para qualquer diâmetro, e daí, desprezíveis. Assim, Miller (1998) conclui que coordenadas cartesianas podem prever satisfatoriamente a espessura de filmes para escoamentos laminares descendentes sobre superfícies cilíndricas.

### **Escoamento laminar ondulado**

Muitos estudos têm sido conduzidos para medir e correlacionar a espessura do filme de escoamentos laminares ondulados. Contudo, a espessura do filme necessita ser adequadamente definida, para não acarretar erros de interpretação. A parte mais espessa e a mais fina do filme são, respectivamente, a região da crista e a do substrato localizado na esteira da onda. O valor médio informado da espessura do filme, contudo, pode ser a média volumétrica ou a média temporal, dependendo da técnica de medição utilizada.

Alguns pesquisadores utilizam uma técnica de medição baseada na parada abrupta do escoamento, na qual a parcela de líquido que molhava a superfície é recolhida e tem seu volume medido. Com base no volume medido e na área da superfície ensaiada, se pode determinar a espessura média do filme. Essa técnica é perfeitamente aceitável para medições de escoamentos puramente laminares. Porém ela não leva em consideração a dinâmica dos escoamentos ondulados.

Outros esquemas mais avançados como a gravação em vídeo de alta velocidade, capacitância e técnicas fotométricas são capazes de detectar pequenas mudanças na espessura do filme em intervalos de tempo pré-determinados. Várias ondas passam por um ponto de detecção num determinado intervalo de tempo e uma espessura média temporal é deduzida a partir das medições.

Para um escoamento puramente laminar, as duas medidas levam a resultados idênticos. Porém, em se tratando de escoamento laminar ondulado o método da média temporal conduz à melhores resultados, por considerar a dinâmica desse tipo de escoamento.

Kapitza (1948) apud Miller (1998) foi um dos pioneiros na análise de escoamentos de filmes ondulados. Ele foi um dos primeiros a reconhecer a importância das forças capilares sobre filmes finos dotados de apreciável curvatura da sua superfície livre.

Na teoria desenvolvida por Kapitza (1948) as ondas foram consideradas longas, periódicas e senoidais, o que caracteriza os tipos de ondas observadas por Morioka *et al* (1993) para escoamentos verticais na faixa de  $16 \leq Re < 61$ . Suas formulações o levaram à hipótese de que um escoamento constante e estável ocorre, quando a espessura do filme atinge um mínimo com o qual o equilíbrio entre a energia dissipada e o trabalho feito pela gravidade pode ser mantido. Ele acreditava que a espessura mínima do filme correspondia à energia potencial mínima do filme e ao escoamento mais estável. Sua teoria, aplicável somente a comprimento de ondas iguais ou maiores a 14 vezes  $\delta$ , o conduziu à seguinte solução:

$$Nt = (0,599 Re)^{\frac{1}{3}} \quad (3.8)$$

Sua solução é 7% menor que a solução de Nusselt para escoamentos com filmes puramente laminares. Kapitza concluiu que o sistema mais estável tinha a menor energia potencial e que o escoamento ondulatorio senoidal não era necessariamente o padrão mais estável. Ele acreditava que outros regimes podiam levar a soluções descrevendo escoamentos ondulados com filmes menos espessos e, conseqüentemente, mais estáveis.

Miller (1998), valendo-se de técnicas de gravação de vídeo com alta velocidade, mediu a espessura média, a espessura de crista e a espessura da esteira ou do substrato de um filme de solução de água-brometo de lítio a 55%, escoando externamente à parede de tubos lisos de cobre com diâmetros de 19,05; 12,7; e 9,52 mm. A vazão em cada tubo variou de 0,005 a 0,025 kg/s. A estação de medição distou 0,4 m do ponto de entrada da solução. Miller (1998) observou que a amplitude diminui com a redução do diâmetro, enquanto, inversamente, a espessura média do filme aumentou. Para uma vazão de 0,021 kg/s, a espessura média do filme foi de 0,48 mm no tubo com 19,05 mm de diâmetro, e de 0,61 mm no tubo com 9,52 mm de diâmetro, ou seja, para um dado valor de vazão, a redução do diâmetro implicou no espessamento do filme. O início das ondas se deu a

0,125 m da entrada, com tubo de 19,05 mm de diâmetro, e a 0,5 m da entrada, com tubo de 9,52 mm de diâmetro.

Miller (1998), a partir de medições de escoamentos verticais com solução de água-brometo de lítio a 55% sobre a parede externa de tubo de cobre de parede lisa com 19,05 de diâmetro, e, utilizando dados de Greenberg (1956) para álcool etílico e glicerina, deduziu uma correlação para a espessura média do filme em função de Reynolds e Kapitza, tal que,

$$Nt = 1,4 Re^a Ka^b \quad (3.9)$$

onde  $a = 0,4715829$  e  $b = - 0,2078418$ . A correlação de Miller (1998) é válida para valores de Reynolds na faixa de  $100 \leq Re \leq 400$ .

### 3.2 TRANSFERÊNCIA SIMULTÂNEA DE CALOR E MASSA

Ao longo do processo de absorção, calor e massa são transferidos para e entre as fases de líquido e vapor. As forças motrizes que regulam esse fenômeno mudam à medida que o processo avança, devido às alterações nos gradientes locais de temperatura e concentração, e também devido a mudanças nas condições de equilíbrio da interface líquido-vapor. Esse fato determina que as equações governantes sejam matematicamente acopladas.

Os resultados dos estudos analíticos e experimentais, envolvendo a transferência simultânea de calor e massa em escoamentos descendentes, comprovam que a presença de ondas intensifica os processos de transferência de calor e de massa. Porém, o mecanismo descrevendo porque e como isso acontece ainda não está devidamente esclarecido.

Alguns pesquisadores acreditam que a presença das ondas aumentaria a área de interface líquido-vapor. Outros, que as ondas provocam uma mistura no filme e decréscimo na sua espessura, acarretando aumento das propriedades de transporte. Já, outros justificam que a redução da espessura do filme conduz a um mecanismo de transferência de calor em que a condução é dominante, ou seja, o perfil de temperatura no

filme é linear, e que as ondas são responsáveis somente por causar a redução da espessura do mesmo.

Muitas teorias foram desenvolvidas para explicar de que maneira os coeficientes de transferência de massa se correlacionam com os números de Reynolds e Schmidt. Numa visão geral, as teorias correntes são as seguintes: a teoria do filme; a teoria da penetração; a teoria da renovação da superfície; e a teoria da camada limite.

Apresentamos a seguir um panorama da evolução do entendimento do processo de transferência simultânea de calor e massa em filmes verticais descendentes e as teorias com ele relacionadas.

### **Teoria da penetração – Piscina estacionária**

A teoria da penetração foi um dos primeiros mecanismos propostos para a difusão de massa de uma interface gás-líquido em um líquido. O modelo básico foi proposto por Higbie (1935), em que ele considera uma piscina estacionária, um meio semi-infinito, sendo colocada em contato com uma camada de gás por um pequeno espaço de tempo. Durante a transferência o processo é transiente. Foi assumido que o líquido na piscina possui uma concentração da espécie  $A$  uniforme ( $C_{A,x}$ ) e uma temperatura uniforme  $T$ . A concentração da espécie  $A$  na interface gás-líquido ( $C_{A,s}$ ) permanece constante enquanto massa se move por difusão da superfície para o interior do líquido. O processo é dependente da distância e do tempo,  $C_A = f(x, t)$ , e pode ser descrito a partir da segunda lei de Fick de difusão de massa, por meio da seguinte equação.

$$\frac{\partial C_A}{\partial t} = D_{AB} \frac{\partial^2 C_A}{\partial x^2} \quad (3.10)$$

As condições iniciais estabelecidas são descritas por,

$$C_{A,m} = C_A(x, 0) : x > 0 \quad (3.11)$$

As condições de contorno aplicadas foram as seguintes,

$$C_{A,s} = C_A(0, t) : t > 0 \quad (3.12)$$

$$C_{A,\infty} = C_A(x, t) : x \rightarrow \infty \quad (3.13)$$

Considera-se que a concentração da espécie na interface está em equilíbrio com a concentração da espécie no gás, e por isso pode ser determinada a partir da pressão de saturação do gás e da temperatura do líquido. Também se considera não haver liberação de calor, donde  $\partial T/\partial t = 0$ .

A solução é análoga ao problema de condução transiente em uma parede semi-infinita, onde se define uma variável de similaridade  $\eta$ .

$$\eta = \frac{x}{\sqrt{4D_{AB}t}} \quad (3.14)$$

Substituindo-se a Eq. (3.14) na Eq. (3.10), se chega à seguinte equação diferencial ordinária.

$$\frac{\partial^2 C_A}{\partial \eta^2} + 2\eta \frac{\partial C_A}{\partial \eta} = 0 \quad (3.15)$$

Resolvendo-se a Eq. (3.15), se chega à seguinte solução para o perfil de concentração,

$$\frac{C_A - C_{A,in}}{C_{A,s} - C_{A,in}} = 1 - \mathbf{Erf} \left( \frac{x^2}{4D_{AB}t} \right)^{1/2} \quad (3.16)$$

o que implica numa taxa de difusão não linear, que diminui com o tempo.

## Camada limite laminar

A teoria de Higbie aplicada a um filme laminar, apresenta a seguinte solução,

$$\frac{C_A - C_{A,in}}{C_{A,s} - C_{A,in}} = 1 - \mathbf{Erf} \left[ \frac{y^2}{4D_{AB}(x/u_{m\acute{a}x})} \right] \quad (3.17)$$

onde  $C_{A,in}$  é a concentração inicial de um filme laminar escoando sobre elementos de enchimento, o qual é exposto a um gás por espaço de tempo muito curto. Pode-se observar que a variável de tempo ( $t$ ) é substituída por uma variável de pequeno tempo de contato ( $x/u_{m\acute{a}x}$ ). A teoria de Higbie frequentemente concorda com muitos resultados experimentais, quer seja para escoamentos puramente laminares ou laminares ondulados.

A abordagem utilizada por Higbie foi posteriormente aplicada ao caso de um processo de absorção com liberação de calor latente. O tratamento teórico dessa situação requeria uma formulação para temperatura, concentração e pressão parcial na superfície (interface líquido-vapor). A descrição matemática desse fenômeno, englobando a transferência simultânea de calor e massa, foi apresentada no fim dos anos 70 por Nakoryakov e Grigor'yeva (1977).

Nakoryakov e Grigor'yeva (1977) introduziram o conceito de absorvente linear, o qual implica que o líquido na interface está em equilíbrio com o vapor. Além disso, assumiram que a pressão de vapor do gás é imposta sobre a interface líquido-vapor, e que a temperatura e a concentração na interface são relacionadas por,

$$C_{A,s} = aT_s + b \quad (3.18)$$

onde  $C_{A,s}$  e  $T_s$  são, respectivamente, a concentração da espécie A e a temperatura do filme na interface.

A pressão de vapor da espécie A é fixada, e as constantes  $a$  e  $b$  são correlacionadas a partir dos dados termodinâmicos de temperatura e concentração sob a pressão imposta.

A partir desse novo conceito para as condições na interface, Nakoryakov e Grigor'yeva (1980) utilizaram a teoria da camada limite, conforme Fig. 3.2.

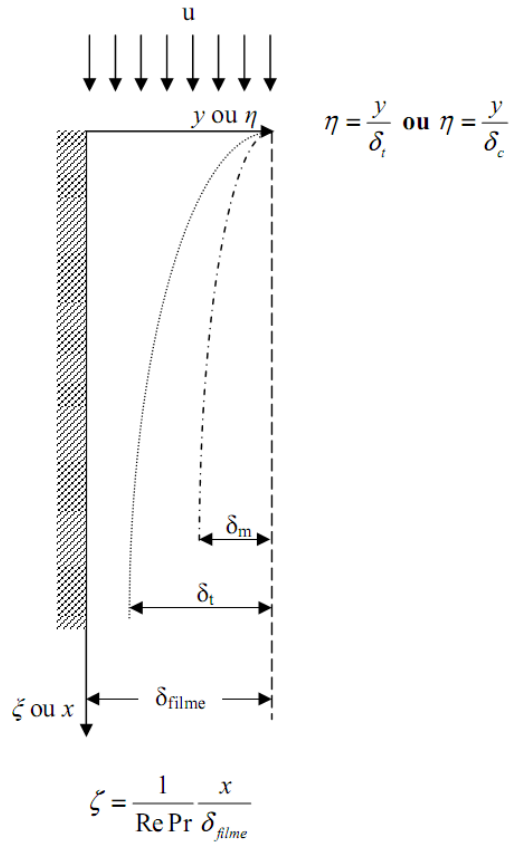


Figura 3.2. Filme laminar descendente, mostrando as camadas limites desenvolvidas.  
(Adaptado de Miller, 1998)

Eles definiram o problema matematicamente, partindo das equações da energia e da difusão.

$$\mathbf{u} \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.19)$$

$$\mathbf{u} \frac{\partial C_A}{\partial x} = D_{AB} \frac{\partial^2 C_A}{\partial y^2} \quad (3.20)$$



Os gradientes de temperatura e concentração na direção do escoamento foram considerados desprezíveis. Embora entendessem que a concentração e temperatura na superfície sejam funções desconhecidas de  $x$ , Nakoryakov e Grigor'yeva (1980) resolveram o problema para pequenos tempos de contato, similarmente a Higbie, e assumiram que a temperatura e a concentração na superfície são desconhecidas, porém constantes para pequenas distâncias.

As condições na interface foram descritas pela teoria do absorvente linear conforme a Eq. (3.18) e pelos primeiros princípios de balanço de energia, os quais foram formulados segundo,

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = h_f \rho D_{AB} M_{\text{água}} \frac{\partial C_A}{\partial y} \quad (3.21)$$

onde  $h_f$  é o calor de absorção, em kJ/kg, e  $M_{\text{água}}$  é o peso específico molar da água, em kg/kmol.

Condições iniciais

$$T_{in} = T(x); C_{A,in} = C_A(x) : x = 0 \quad (3.22)$$

Condições de contorno

$$T_{prd} = T(y) = cte; \frac{\partial C_A}{\partial y} = 0 : y = 0 \quad (3.23)$$

Sendo  $T_{prd}$  a temperatura da parede.

As soluções para os equacionamentos acima, foram as seguintes.

$$\frac{T - T_s}{T_s - T_{in}} = \mathbf{Erf} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\bar{u}}{\alpha} \right)^{1/2} \left( \frac{\delta_t - y}{x^{1/2}} \right) \right] \quad (3.24)$$

$$\frac{C_A - C_{A,s}}{C_{A,s} - C_{A,in}} = \mathbf{Erf} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\bar{u}}{D_{AB}} \right)^{1/2} \left( \frac{\delta_m - y}{x^{1/2}} \right) \right] \quad (3.25)$$

Para determinar a temperatura e a concentração na interface, Nakoryakov e Grigor'yeva (1980) substituíram as equações (3.24) e (3.25) nas equações (3.19) e (3.21), respectivamente.

Grossman (1983) apresentou as equações governantes do modelo de Nakoryakov e Grygor'yeva (1980) sob uma nova formulação. Ele partiu das mesmas hipóteses simplificadoras de Nakoryakov e Grigor'yeva (1980), porém adotou a solução de Nusselt, laminar, com o perfil de velocidade completamente desenvolvido. Grossman (1983) normalizou as equações (3.19) a (3.21), definindo algumas novas variáveis, como: uma temperatura normalizada; uma concentração normalizada; e um calor de absorção adimensional. Usando estas variáveis adimensionais, e uma *coordenada escalada na direção normal à direção de escoamento* ( $\eta$ ), chegou a expressões para concentração e temperatura normalizadas válidas para pequenos tempos de exposição. Além disso, os resultados obtidos por Grossman (1983) mostraram que as difusividades de massa e térmica controlam a transferência na interface líquido-vapor. Quanto maior o efeito térmico, ou seja, o calor latente liberado na superfície, menor a mudança de concentração alcançável. Quando o tempo de exposição não é reduzido, implicando em que os efeitos térmicos e/ou de massa atingem a parede, então o perfil de velocidade precisa ser acrescentado aos modelos obtidos.

Os resultados de Grossman (1983) para escoamento puramente laminar mostraram uma transferência de massa bem confinada à interface, mesmo para distâncias maiores da entrada do absorvedor. Por outro lado, o calor era transferido rapidamente através do filme com um perfil linear, pelo que se pode inferir haver predominância de transferência de calor por condução.

### **Escoamento laminar ondulado**

Killion e Garimella (2001) afirmam que, correntemente, não existe nenhum modelo que consiga descrever completamente os incrementos dos fluxos de calor e massa, devido aos efeitos das ondas, de uma maneira compreensível.

Historicamente, pesquisadores têm se valido do conceito de absorvente linear para descrever matematicamente o fenômeno de transferência simultânea de calor e massa na interface gás vapor (Miller, 1998). Aquele conceito pressupõe que à medida que a temperatura na interface aumenta, a concentração diminui o que limita a absorção de massa. Esse conceito é um paradoxo, pois, na realidade, quanto maior a quantidade de calor transferida para a água de arrefecimento, maior a transferência de massa no absorvedor.

Os resultados do trabalho de Miller (1998) indicam que a dinâmica ocorrida na interface é mais bem descrita, se o fluxo de calor na parede for considerado constante. Em outras palavras, o gradiente de temperatura entre a superfície e a água de arrefecimento seria constante ao longo do absorvedor.

Partindo de resultados obtidos experimentalmente e valendo-se de software de aplicação estatística, Miller (1998) determinou correlações para números de  $Nu$  ( $Re$ ,  $Pr$ ,  $Ka$ ,  $Ja$ ) e  $Sh$  ( $Re$ ,  $Sc$ ,  $Ka$ ) que permitem calcular diretamente o calor de absorção e a massa absorvida, para dadas condições de entrada no absorvedor.

$$Nu = 0,8429Re^{0,145664}Pr^{0,048053}Ka^{0,330440}Ja^{-0,071242} \quad (3.26)$$

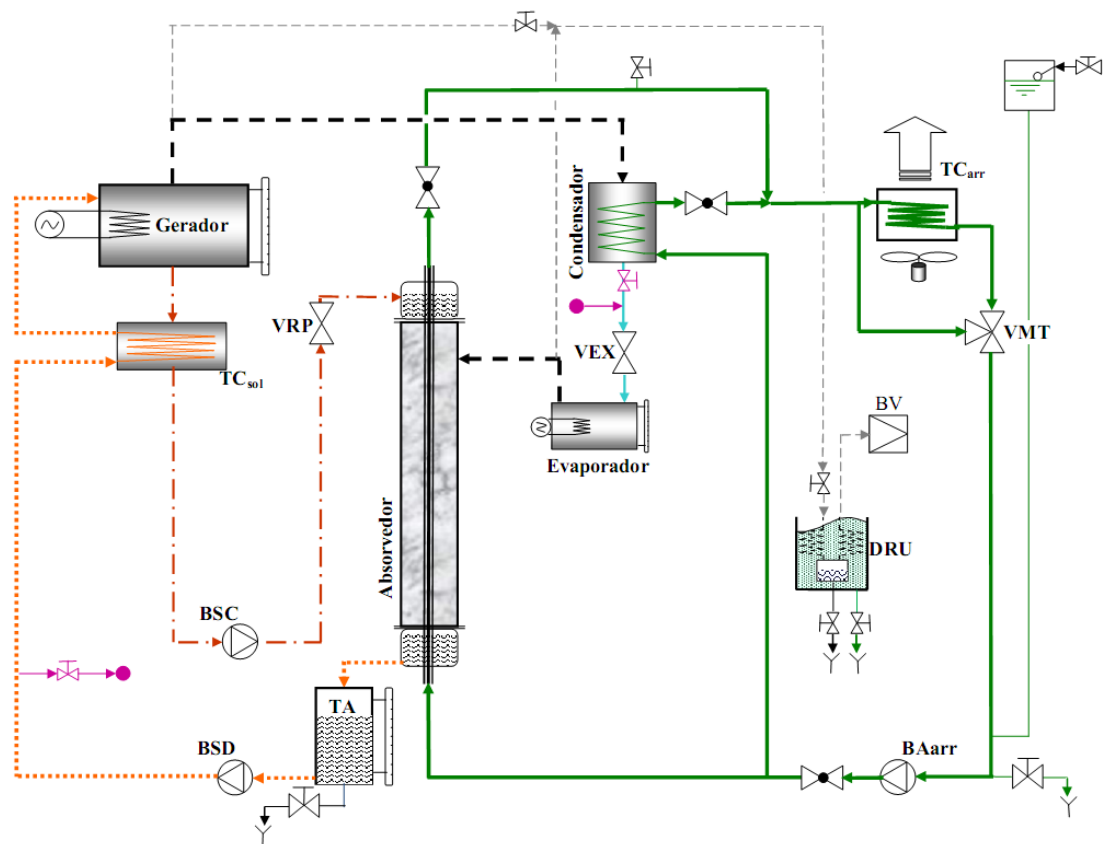
$$Sh = 0,0046Re^{0,771119}Sc^{0,771119}Ka^{0,593282} \quad (3.27)$$

Segundo Miller (1998), as correlações acima conduzem a erros médios de  $\pm 10\%$  para transferência de calor e de  $\pm 14\%$  para a transferência de massa. Contudo, nas condições de operação usualmente empregadas nas URL, os valores de erros caem para  $\pm 4,3\%$  para transferência de calor e de  $\pm 8,2\%$  para a transferência de massa.

## 4 PLANEJAMENTO EXPERIMENTAL

### 4.1 CONCEITO DA BANCADA

O aparato foi concebido para determinar correlações de transferência de calor e massa, envolvidas no processo de absorção do vapor d'água por filmes de água-brometo de lítio, escoando sobre paredes externas de tubos verticais. Para tal, foi projetada uma bancada que simula um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito, com absorvedor vertical, utilizando água-brometo de lítio, operando de forma contínua. Um esquema geral desse aparato é apresentado na Fig. 4.1.



**BA<sub>arr</sub>**: Bomba água arrefecimento

**BSC**: Bomba solução concentrada

**BSD**: Bomba solução diluída

**BV**: Bomba de vácuo

**DRU**: Dispositivo retenção umidade

**TA**: Tanque auxiliar

**TC<sub>arr</sub>**: Troc. calor água arrefecimento

**TC<sub>sol</sub>**: Troc. calor solução

**VEX**: Válv. expansão termostática

**VMT**: Válv. misturadora termostática

**VRP**: Válv. redutora pressão

Figura 4.1. Desenho esquemático do aparato mostrando seus componentes principais e equipamentos complementares.

Na Fig. 4.1 os componentes principais são identificados pelos nomes e os equipamentos complementares por siglas: a bomba d'água de arrefecimento ( $BA_{arr}$ ); a bomba de solução concentrada (BSC); a bomba de solução diluída (BSD); a bomba de vácuo (BV); o dispositivo para retenção de umidade (DRU); o tanque auxiliar (TA); o trocador de calor d'água de arrefecimento ( $TC_{arr}$ ); o trocador de calor de solução ( $TC_{sol}$ ); a válvula de expansão de refrigerante (VEX); a válvula misturadora termostática (VMT); e a válvula redutora de pressão da solução (VRP).

As funções dos componentes principais já foram descritas no capítulo 2, que trata dos aspectos teóricos e tecnológicos dos ciclos de absorção. Na sequência, descrevemos as funções dos equipamentos complementares.

A BSC é responsável por movimentar a solução concentrada que se destina ao absorvedor, vencendo as perdas de carga impostas por desníveis, dispositivos de regulação e medição de vazão.

O DRU protege a BV. O vapor d'água removido juntamente com os gases indesejáveis, tende a se condensar no cárter da BV, alterando a viscosidade e acidez do óleo lubrificante e comprometendo a lubrificação da mesma. Dessa forma, é uma boa prática que a linha de aspiração da BV possua meios para remoção e retenção desse vapor d'água. O dispositivo pode utilizar solução de água e gelo, solução de álcool e gelo seco ou nitrogênio líquido para esfriar a parede do receptáculo onde o vapor d'água condensa e fica retido.

O TA auxilia no manejo de fluidos na bancada. A admissão e o esgotamento de água e da solução de água-brometo de lítio se dão por intermédio desse tanque. Também, permite a verificação da entrada do equipamento em regime, por meio do seu indicador de nível.

O  $TC_{arr}$  é o responsável por rejeitar para o meio externo o calor de condensação e absorção removidos pela água de arrefecimento. Num equipamento real, faria o papel da torre de arrefecimento.

A VMT possibilita o ajuste da temperatura da água de arrefecimento que entra no absorvedor e no condensador. Um termoelemento localizado internamente ao corpo da válvula compara a temperatura da água de entrada, com o valor previamente ajustado,

misturando, caso necessário, a água quente desviada do  $TC_{arr}$  com a água fria que sai daquele trocador, até que se atinja a temperatura desejada na saída.

Os trechos da bancada foram identificados, para efeito de citação quanto a dimensionamentos, e quanto à determinação e descrição de estados termodinâmicos. Optou-se por identificar esses trechos por meio de números na cor azul dentro de quadrados com bordas azuis, conforme indicado na Fig. 4.2.

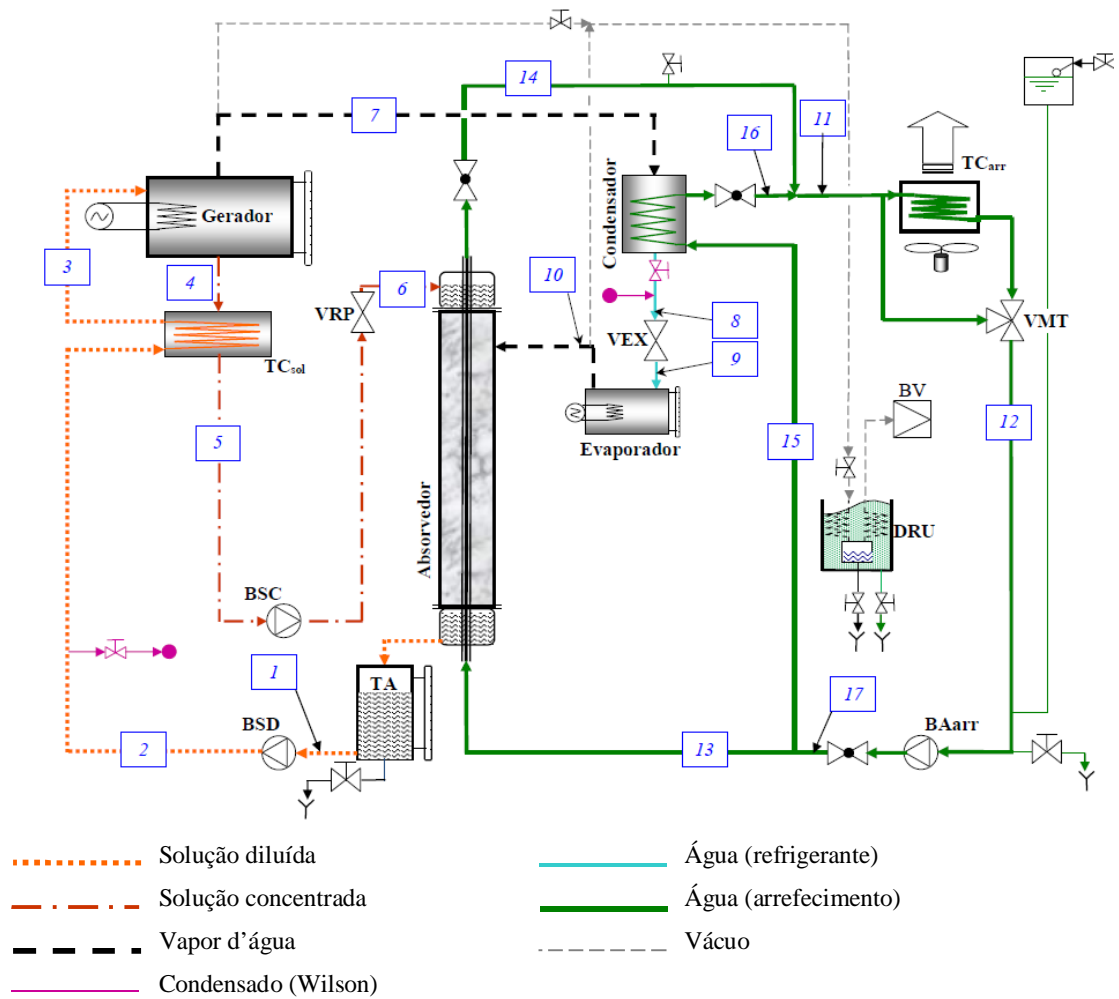


Figura 4.2. Identificação dos trechos da bancada.

Pela figura se pode verificar que os trechos de 1 a 6 correspondem ao circuito da solução, enquanto os trechos de 7 a 10 constituem o circuito do refrigerante. Os trechos de 11 a 17 representam o circuito d'água de arrefecimento.

Buscou-se identificar o tipo de fluido em cada trecho, por cores, segundo a norma NBR 6493/1994: Emprego de cores para identificação de tubulações, bem como pelo tipo de tracejado da linha. As setas indicam o sentido do escoamento.

Os trechos não identificados numericamente são a tubulação de conexão à BV, a tubulação de conexão da bancada a um tanque de expansão ou à caixa d'água e a tubulação auxiliar para realização do método de Wilson.

A tubulação de conexão à BV é representada por linha tracejada. Sua disposição permite que a evacuação inicial da bancada se dê simultaneamente pela parte de alta e de baixa do ciclo, e possui registro que permite isolar a parte de alta pressão do sistema. Assim, os gases não absorvíveis, que tendem a se acumular na parte de baixa pressão, podem ser purgados quando a bancada estiver no regime normal de operação. Um registro localizado à entrada do DRU isola o sistema da BV.

A tubulação de conexão da BA<sub>arr</sub> à uma caixa de expansão ou à caixa d'água localizadas a um nível superior ao nível da bancada foi representada na cor verde.

Uma tubulação auxiliar interliga o trecho 2 ao trecho 8 da bancada. Essa tubulação foi identificada pela cor púrpura e possui registro para manobras, de forma a alternar entre a condição da bancada durante o ensaio do método de Wilson e a condição normal de projeto.

Os diâmetros das tubulações e a indicação da instrumentação complementam a caracterização dos componentes da bancada. O desenho esquemático completo da bancada é apresentado na Fig. 4.3.

Os diâmetros nominais das tubulações são indicados em caracteres vermelhos, em milímetros e em polegadas entre parêntesis.

A instrumentação é identificada na forma de letras na cor preta dentro de quadrados com bordas pretas. A letra *T* identifica ponto de medição de temperatura, a letra *P* representa local de medida de pressão, as letras *FM* identificam medição de vazão e as letras *DM* ponto de medida de densidade ou concentração. A identificação da instrumentação também buscou caracterizar o local dos pontos de medição. Os valores das grandezas medidas são lidos diretamente no próprio instrumento ou em visores localizados em painel da bancada, e ainda, podem ser transmitidos para um sistema de aquisição de dados (SAD).

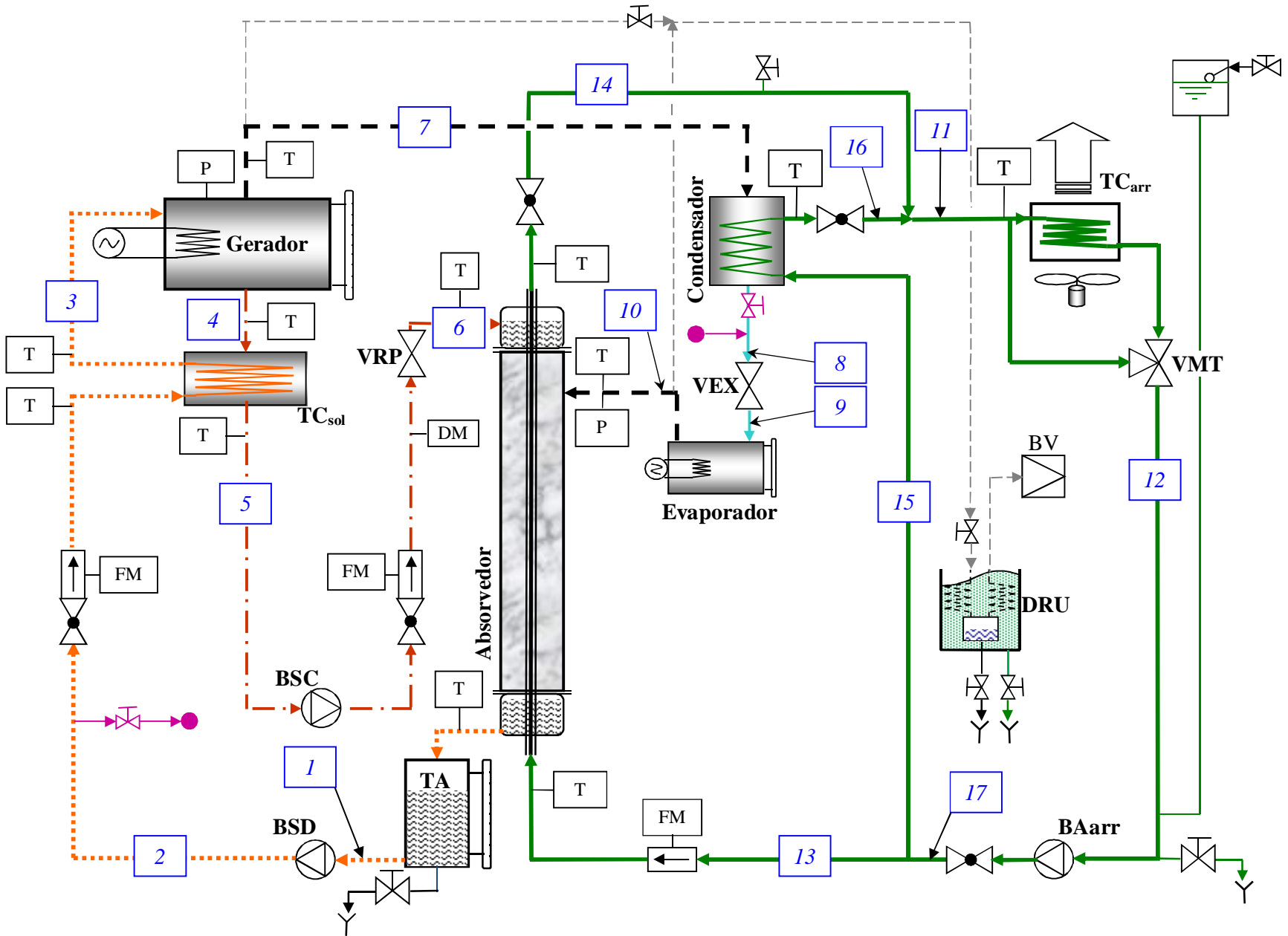


Figura 4.3. Desenho esquemático da bancada



## 4.2 PROJETO TERMODINÂMICO

A concepção da bancada teve como ponto de partida o projeto termodinâmico, cujos parâmetros utilizados foram aqueles usualmente verificados em equipamentos de absorção arrefecidos a ar, conforme indicado na Tab. 4.1 (Miller, 1980; Herold *et al*, 1996; Florides *et al*, 2003).

Tabela 4.1. Parâmetros de projeto.

Parâmetro	Valor
Pressão no condensador	10 kPa
Pressão no evaporador	1,3 kPa
Temperatura d'água de arrefecimento	35°C
Temperatura solução concentrada entrada absorvedor	55°C
Temperatura solução diluída saída absorvedor	46°C
Concentração solução entrada absorvedor	62,4%
Concentração solução saída absorvedor	60%
Vazão solução concentrada	0,02 kg/s
Vazão água arrefecimento no absorvedor	0,06 kg/s
Vazão água arrefecimento no condensador	0,06 kg/s

O dimensionamento de alguns elementos que constituem o aparato depende do conhecimento prévio de taxas de transferência de calor, energia e trabalho que entram e saem do ciclo, bem como das propriedades termodinâmicas e de transporte das substâncias em evolução na bancada.

Para tanto, foi necessário desenvolver um modelo simplificado de um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito, utilizando água-brometo de lítio, partindo-se do diagrama de blocos apresentado na Fig. 4.4 e dos parâmetros de projeto constantes na Tab. 4.1.

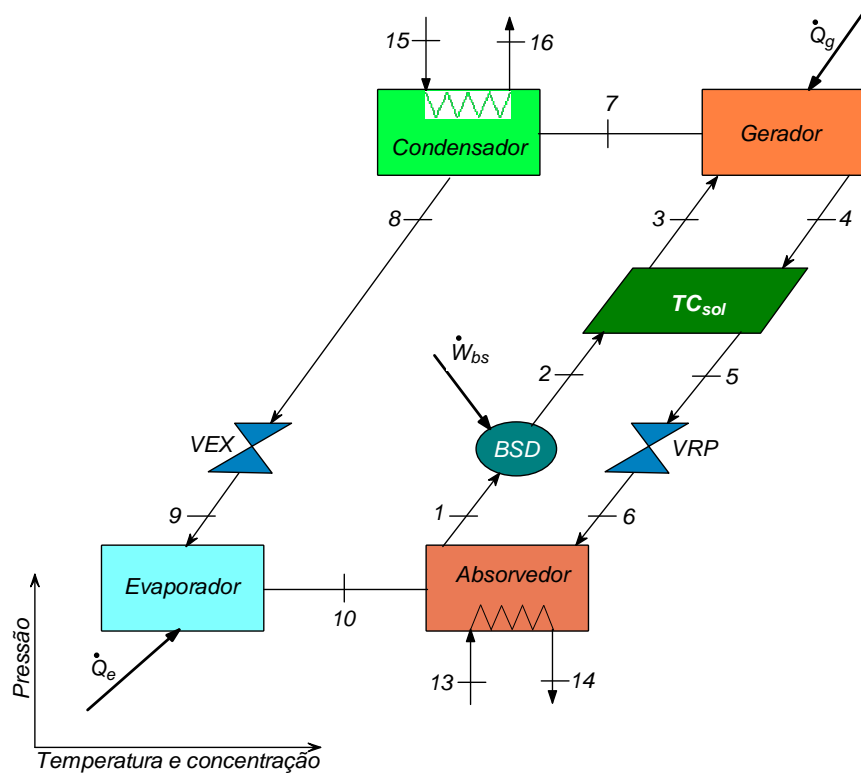


Figura 4.4. Diagrama em blocos do ciclo de absorção de simples efeito.

O diagrama foi representado como se estivesse sobreposto ao diagrama de Dühring para a solução de água-brometo de lítio. Assim, as posições dos componentes indicam os valores relativos das temperaturas, pressões e concentração da solução.

No desenvolvimento do modelo, algumas hipóteses simplificadoras foram adotadas:

- Regime estacionário;
- O refrigerante é água pura;
- As únicas perdas de pressão ocorrem na VEX e na VRP;
- Expansões adiabáticas na VEX e na VRP;
- Bombeamentos isentrópicos na BSD e na BSC;
- Não há perdas de calor para o meio.

Na sequência, alguns estados termodinâmicos foram assumidos, segundo Tab. 4.2.

Tabela 4.2. Resumo de estados termodinâmicos no ciclo.

Trecho	Estado	Observação
1	Solução – líquido saturado	Título igual a zero
2	Solução – líquido sub-resfriado	Estado calculado a partir de BSD
3	Solução – líquido sub-resfriado	Estado calculado a partir de $TC_{sol}$
4	Solução – líquido saturado	Título igual a zero
5	Solução – líquido sub-resfriado	Estado calculado a partir de BSD
6	Mistura solução – vapor	Expansão da solução na VRP
7	Vapor d'água superaquecido	Água pura
8	Água – líquido saturado	Título igual a zero
9	Mistura água – vapor	Expansão de refrigerante na VEX
10	Vapor saturado	Título igual a um

O modelo foi desenvolvido a partir de balanços de massa e energia em cada componente do ciclo, além de equações de transferência de calor.

A solução de água-brometo de lítio é uma mistura binária, daí, são necessárias duas equações para se definir completamente a massa em jogo em cada componente do ciclo. Pode ser escrito um balanço de massa para cada espécie, ou um balanço de massa para uma espécie mais um balanço de massa global.

Um balanço de energia para cada componente do ciclo também é definido. Algumas equações que definem essa energia necessitam de estados termodinâmicos como, por exemplo, entalpia. Assim, dados de entalpia, calor específico e eventualmente outras propriedades termodinâmicas de água e da solução de água-brometo de lítio também são necessários.

Cinco equipamentos que compõem o ciclo são na sua essência, trocadores de calor. O gerador, o condensador, o evaporador e o absorvedor trocam calor com o meio externo, e durante esse processo também ocorre transferência de massa. Decorre daí, que as equações representativas dos processos de transferência de calor e massa nesses equipamentos são acopladas. O  $TC_{sol}$  é o componente do ciclo onde há somente troca de calor interna, e que não envolve transferência de massa.

A Tab. 4.3 apresenta um resumo das equações representativas dos balanços de massa e energia em cada componente do ciclo.

Tabela 4.3. Resumo dos balanços de massa e energia no ciclo

Equipamento	Balanço de massa		Balanço de energia
<b>Bomba solução</b>	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$x_1 = x_2$	$\dot{m}_1 h_1 + W_{bs} = \dot{m}_2 h_2$  $W_{bs} = (P_7 - P_{10}) \frac{v_1 \dot{m}_1}{\eta_{bs}}$
<b>Trocador calor solução</b>	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$	$x_2 = x_3$	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$
	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$x_4 = x_5$	
<b>Válvula expansão solução</b>	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$x_5 = x_6$	$h_5 = h_6$
<b>Evaporador</b>	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	$x_9 = x_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_e = \dot{m}_{10} h_{10}$
<b>Absorvedor</b>	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1$		$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a$
	$\dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1$		
<b>Gerador</b>	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$		$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_g = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7$
	$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$		
<b>Condensador</b>	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$x_7 = x_8$	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8$
<b>Válvula expansão refrigerante</b>	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$x_8 = x_9$	$h_8 = h_9$

O modelo desenvolvido, baseado nas premissas e correlações apresentadas, tem como principais saídas: as taxas de transferência de calor nos trocadores de calor; o COP

do ciclo; e as taxas de transferência de massa. A Fig. 4.5 mostra uma representação gráfica dos principais dados de entrada e saída.

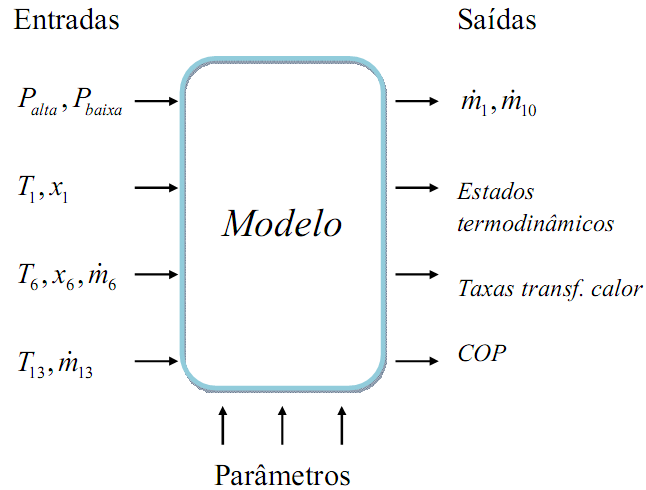


Figura 4.5. Representação gráfica do modelo da bancada.

O conjunto de equações resultantes é constituído de equações algébricas, acopladas, não lineares, devido ao fato de que as propriedades termodinâmicas são, em geral, funções não lineares de variáveis independentes, para o problema em análise. Em particular, a entalpia é uma função não linear da temperatura, pressão e da concentração. São acopladas, como são os componentes do ciclo, ou seja, as condições de operação em um componente influenciam as condições de operação de componente a jusante. Também, devido ao processo simultâneo de calor e massa que ocorre nos componentes onde há troca de calor com o meio.

Diante disso, as equações necessitam ser resolvidas simultaneamente, e face à quantidade de equações, essa tarefa requer auxílio de rotinas de cálculo. Muitas rotinas foram desenvolvidas para lidar com esse sistema de equações, sendo a mais familiar o método de Newton-Raphson.

O método de Newton-Raphson pode ser formulado em múltiplas dimensões, e nesse caso cada incógnita representa uma dimensão. Também, o problema precisa ser equacionado de forma que o número de equações seja igual ao número de incógnitas. Um valor inicial é arbitrado para cada incógnita, e a cada iteração o método calcula uma

correção para cada uma das incógnitas até que haja convergência de valores para uma precisão estabelecida.

Assim, foi utilizado o programa denominado EES – pronuncia-se *ease* – um acrônimo de *Engineering Equation Solver* da *F-Chart Software*, versão profissional V9.117 de 11.04.2012, que permite a resolução de equações algébricas não lineares e de equações diferenciais. Também, o EES possui funções internas e rotinas externas que fornecem propriedades de transporte e termodinâmicas para os fluidos utilizados em sistemas de absorção, fato que o torna uma ferramenta útil no projeto e análise desses sistemas.

Com base no diagrama representativo do modelo, os dados de entrada anteriormente apresentados na Tab. 4.1, e as considerações adotadas, relacionamos alguns dos resultados obtidos:

- a) Taxa de circulação de solução diluída –  $\dot{m}_1$  : 0,0208 kg/s;
- b) Taxa de transferência de massa –  $\dot{m}_{10}$  : 0,008 kg/s;
- c) Calor requerido pelo sistema ou calor de geração –  $\dot{Q}_G$  : 2,945 kW;
- d) Calor de condensação –  $\dot{Q}_C$  : 1,982 kW;
- e) Capacidade frigorífica –  $\dot{Q}_E$  : 1,863 kW;
- f) Calor de absorção –  $\dot{Q}_A$  : 2,826 kW;
- g) COP: 0,6327.
- h) Relação de circulação de solução –  $F_x$ : 26

A relação de circulação de solução é representada por

$$F_x = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{x_4}{x_4 - x_3} \quad (4.1)$$

O Apêndice A apresenta a codificação completa do modelo desenvolvido, incluindo os resultados.

### 4.3 PROJETO MECÂNICO

A partir de resultados do projeto termodinâmico, áreas de troca de calor e potências em jogo, por exemplo, foram utilizadas como parâmetros para o projeto mecânico.

#### 4.3.1 Gerador e Evaporador

As espessuras mínimas das paredes do corpo e dos tampos, do gerador e do evaporador, foram calculadas segundo as recomendações do Código ASME, Seção VIII, Div. 1 e Silva Telles (1991) para equipamentos operando sob vácuo.

Os corpos são cilíndricos horizontais, confeccionados a partir de tubos de aço-carbono, preto, com costura, espessura de parede schedule 40, fabricados segundo ASME/ANSI B36.10, com diâmetros nominais de 200 e 100 mm para o gerador e o evaporador, respectivamente. São dotados de luvas soldadas para permitirem sua conexão a tubulações e receberem visores de nível e de processo.

Os tampos do gerador são constituídos de um *cap* comercial fabricado segundo ASME/ANSI B36.9, soldado em uma das extremidades, e de um flange cego, removível, na extremidade oposta.

Os tampos do evaporador são planos. Em uma das extremidades foi utilizado um flange cego, removível, a exemplo do gerador. O fechamento da extremidade oposta se dá por uma *bolacha*, confeccionada em chapa de aço-carbono preto com espessura de 4,6 mm, soldada ao corpo do equipamento.

Os tampos flangeados, fabricados segundo ASME/ANSI B16.5, são usinados e dotados de luvas soldadas aos mesmos, para receberem as resistências de aquecimento e as hastes sensoras de nível.

As resistências elétricas são tubulares de imersão, com rosca de fixação em latão e elementos em cobre niquelado ou aço inoxidável. As potências são de 4 kW para o gerador e de 2 kW para o evaporador, sua alimentação elétrica possui módulo variador de potência. São protegidas contra operação a seco por meio de hastes sensoras em aço inoxidável e controladores eletrônicos de nível.

Visores de processo do tipo bujão, sem estrela, confeccionados em latão e vidro borossilicato são localizados no corpo do gerador e do evaporador de forma a permitir visualizar a formação de bolhas e os sítios de nucleação das superfícies aquecedoras.

As Fig. 4.6 e 4.7 mostram uma visão em 3D dos projetos do gerador e do evaporador, respectivamente.

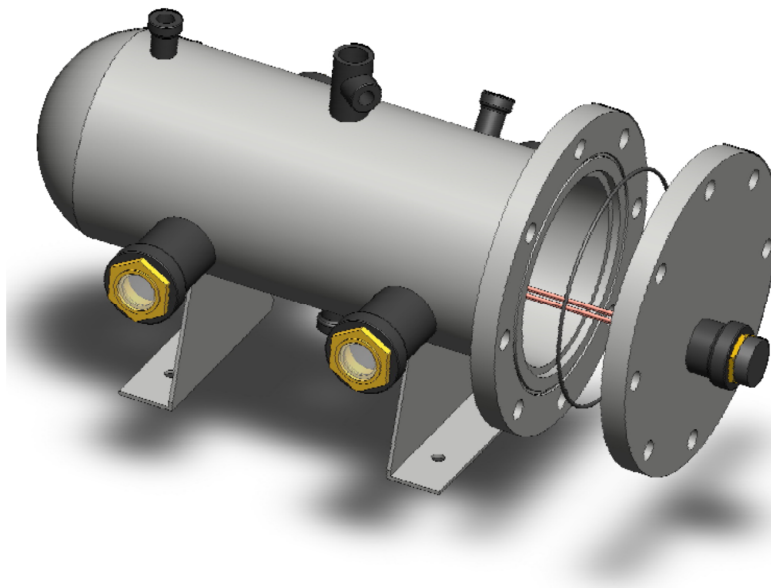


Figura 4.6. Desenho de conjunto do gerador.

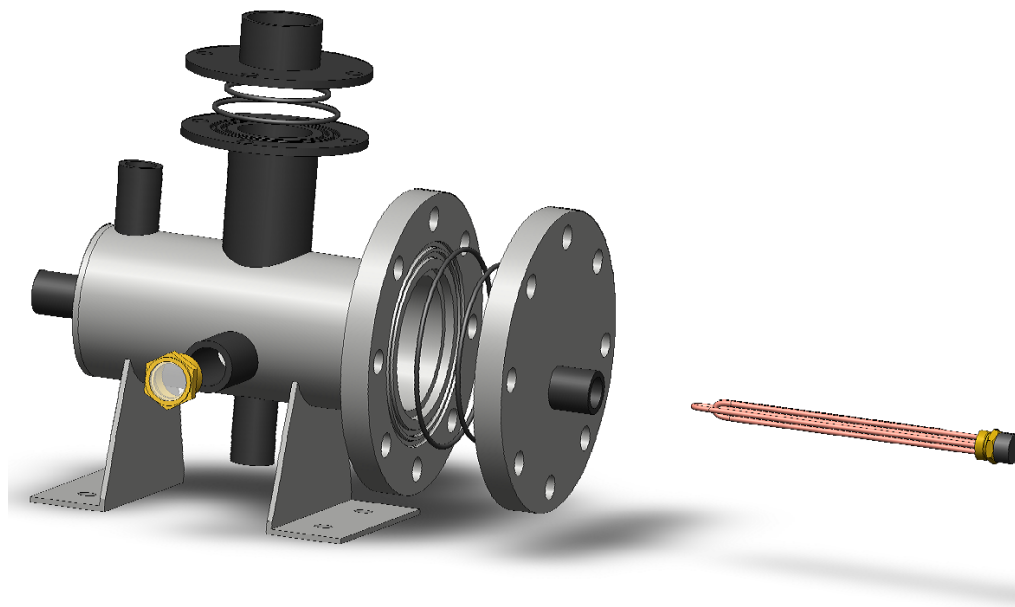


Figura 4.7. Vista de conjunto explodida do evaporador.



Nas figuras 4.6 e 4.7 se pode verificar as resistências elétricas que são montadas nos espelhos planos removíveis e o uso de anéis de vedação.

No evaporador, por operar com um vácuo mais profundo, são utilizados dois anéis de vedação por união a ser vedada (Parker, 2001).

A utilização de visores de processo, quatro no gerador e dois no evaporador, permite estender a utilização da bancada para estudos relacionados com ebulição e eficiência do processo de geração de refrigerante.

A espessura do isolamento térmico, para evitar condensação na superfície do evaporador, foi determinada e serviu de base para a espessura do isolamento térmico do gerador. Foram realizados dois cálculos, um para a condição de vapor e outro para a condição de líquido saturado. Esta última condição definiu a maior espessura.

O Apêndice B apresenta o desenvolvimento de cálculo do projeto do gerador.

O Apêndice A apresenta o desenvolvimento do cálculo da espessura do isolamento térmico do evaporador.

### **4.3.2 Trocadores de calor de solução e condensador**

Visando a redução de dimensões e peso da bancada, se optou por trocadores de calor do tipo tubos concêntricos helicoidais, que são mais compactos e possuem elevada eficiência.

O regime de escoamento dos fluidos no  $TC_{sol}$  e no condensador se dá em contracorrente. No trocador, a solução que retorna ao gerador, *fluido frio*, passa pelo tubo interno, enquanto a solução concentrada que se dirige ao absorvedor, *fluido quente*, escoam pelo espaço anular. No condensador, a água de arrefecimento passa pelo tubo interno, enquanto o vapor que condensa segue pela região anular.

Nessa geometria de trocadores de calor, cujo escoamento se dá na forma de tubos curvos, se utiliza um grupo adimensional chamado *número de Dean* para se determinar Nusselt, e daí o coeficiente de transferência de calor por convecção (Akiyama e Cheng, 1974; Rennie e Raghavan, 2005; Rennie e Raghavan, 2006; Naphon e Wongwises, 2006). Para escoamentos ocorrendo no tubo interno, o número de Dean é definido como,

$$Dean = Re \left( \frac{D_i}{2R} \right)^{1/2} \quad (4.2)$$

onde Reynolds ( $Re$ ) é referenciado ao diâmetro interno ( $D_i$ ), e  $R$  é o raio de curvatura do tubo. Para a região anular, se utiliza o número de Dean modificado que é definido como,

$$Dean_q = Re_{Dq} \left( \frac{D_h}{R} \right)^{1/2} \quad (4.3)$$

onde,  $Re_{Dq}$  é o número de Reynolds para a região anular e  $D_h$  o diâmetro hidráulico anular.

Equacionamentos clássicos de transferência de calor determinaram o comprimento retificado do  $TC_{sol}$  ( $L_{sol} \approx 5$  m).

Para se calcular o comprimento total retificado do condensador ( $L_c \approx 5,5$  m), primeiramente foi calculado o comprimento necessário para dessuperaquecer o vapor e posteriormente o comprimento necessário para condensar o vapor saturado. A soma de cada comprimento calculado definiu a dimensão final do condensador.

Com essas dimensões se procedeu consulta a catálogos de fabricantes para a devida seleção.

O Apêndice A apresenta o desenvolvimento dos cálculos para determinação dos comprimentos retificados do  $TC_{sol}$  e do condensador.

### 4.3.3 Trocador de calor da água de arrefecimento

O  $TC_{arr}$  é compacto, do tipo serpentina aletada, acoplado a ventilador centrífugo de simples aspiração, alimentação monofásica, 220 V.

Previamente, se arbitrou a geometria de serpentina. Optou-se pela superfície de troca equivalente à CF 8.0-3/8 T de Kays e London (1984) apud Incropera e De Witt (2003).

Dados físicos extraídos de catálogos de fabricantes de serpentinas, cujo modelo possuía geometria similar à arbitrada, foram utilizados como dados de entrada em rotina de cálculo de dimensionamento de serpentinas. A serpentina selecionada foi aquela cuja área de troca real era imediatamente superior à área calculada.

A rotina de cálculo desenvolvida, além de calcular a área de troca, fornece a perda de carga do lado do ar e da água.

Foram utilizados dois trocadores em paralelo, acoplados a um único ventilador, para se reduzir a perda de carga do lado da água.

O ventilador é centrífugo, tipo sirocco, simples aspiração, arranjo 3SWSI (AMCA), com descarga vertical voltada para cima e posição de motor W (AMCA). Carcaça construída em uma só peça em chapa de aço galvanizado. Acionamento por polias e correias. Rolamentos tipo rígido autocompensador de esferas, blindados e com lubrificação permanente, montados em mancais de chapa de aço repuxado, com anel amortecedor de borracha. Polia motora ajustável em aço carbono e polia volante em alumínio. O conjunto de acionamento possui protetor de polias. Motor elétrico 4 pólos, 60 Hz, 220 V, monofásico, aberto com ventilação interna IP 23 e isolamento classe B. Motor montado sobre base regulável fixada à carcaça do ventilador. Condições de operação: vazão 2600 m<sup>3</sup>/h, velocidade de descarga inferior a 8 m/s, pressão estática 10 mmCA, temperatura do ar 30°C.

A interligação dos trocadores à entrada do ventilador se dá por meio de uma transição confeccionada em chapa de aço galvanizada, e colarinhos flexíveis confeccionados em lona impermeável.

O Apêndice A apresenta o desenvolvimento de cálculo do TC<sub>arr</sub>.

#### **4.3.4 Absorvedor**

O absorvedor é vertical, constituído de dois tubos concêntricos. O tubo externo é confeccionado em vidro borossilicato incolor, com diâmetro externo de 95 mm, espessura de 10 mm, e 1 m de comprimento. O tubo interno é em cobre, paredes lisas, conforme ASTM B 280, com diâmetro nominal de 22,2 mm.

No espaço anular, vapor oriundo do evaporador, entra em contato com o filme de solução de água-brometo de lítio que escoia sobre a parede externa do tubo de cobre. Água

para remoção do calor de absorção escoando, em contracorrente, internamente ao tubo de cobre.

O absorvedor possui recipientes para acúmulo e distribuição da solução nas extremidades. Os recipientes são confeccionados em aço-carbono e são dotados de flange e luvas para acoplamento à tubulação e furos de passagem para o tubo vertical. O recipiente superior é responsável por distribuir a solução concentrada, uniformemente sobre a parede externa do tubo de cobre. Para tanto, possui no seu interior dispositivo condicionador de fluxo, confeccionado em náilon, conforme mostrado na Fig. 4.8.

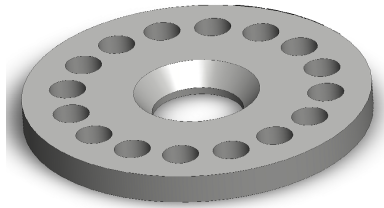


Figura 4.8. Detalhe do condicionador de fluxo.

O furo central do condicionador de fluxo tem dimensão suficiente para a passagem do tubo de cobre, com uma folga lateral de aproximadamente 0,9 mm para a passagem da solução. Os furos menores no condicionador conduzem o vapor d'água oriundos do evaporador. O vapor d'água e a solução são separados no interior do recipiente superior, por meio de uma parede circular, formando duas câmaras cilíndricas concêntricas. Uma interna, a câmara da solução e uma câmara na forma de anel, a câmara de vapor. Assim, o contato da solução com o vapor d'água se dá somente na região do tubo de cobre onde a solução já escoou na forma de filme. Uma visão em corte do conjunto do recipiente superior é mostrada na Fig. 4.9.

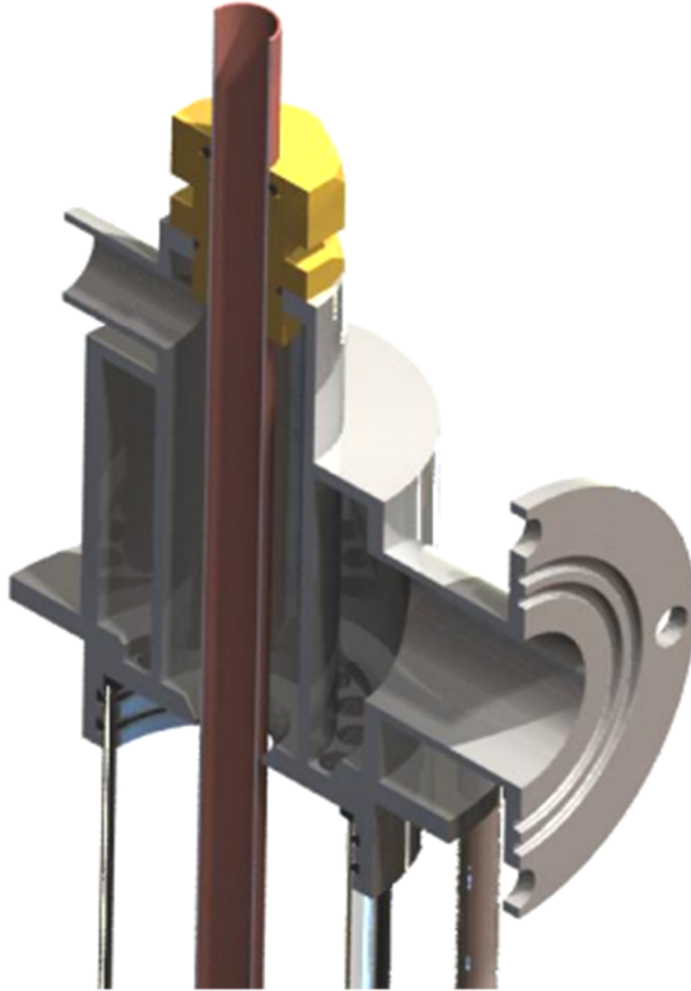


Figura 4.9. Detalhe em corte do recipiente superior do absorvedor.

A Fig. 4.9 representa um corte longitudinal em 3D na posição do eixo de simetria do absorvedor. A figura facilita a visualização das duas câmaras contidas no recipiente superior, e a posição relativa do condicionador de fluxo em relação às mesmas, onde se pode observar a câmara de vapor com os respectivos furos de passagem do vapor, isolados da câmara da solução de água-brometo de lítio. Buscou-se providenciar uma usinagem e montagem das peças com a maior precisão disponível no laboratório, para garantir concentricidade do conjunto.

O recipiente inferior é responsável por receber a solução diluída e repassá-la para o TA dotado de indicador de nível.

A Fig. 4.10 mostra uma vista explodida do absorvedor.

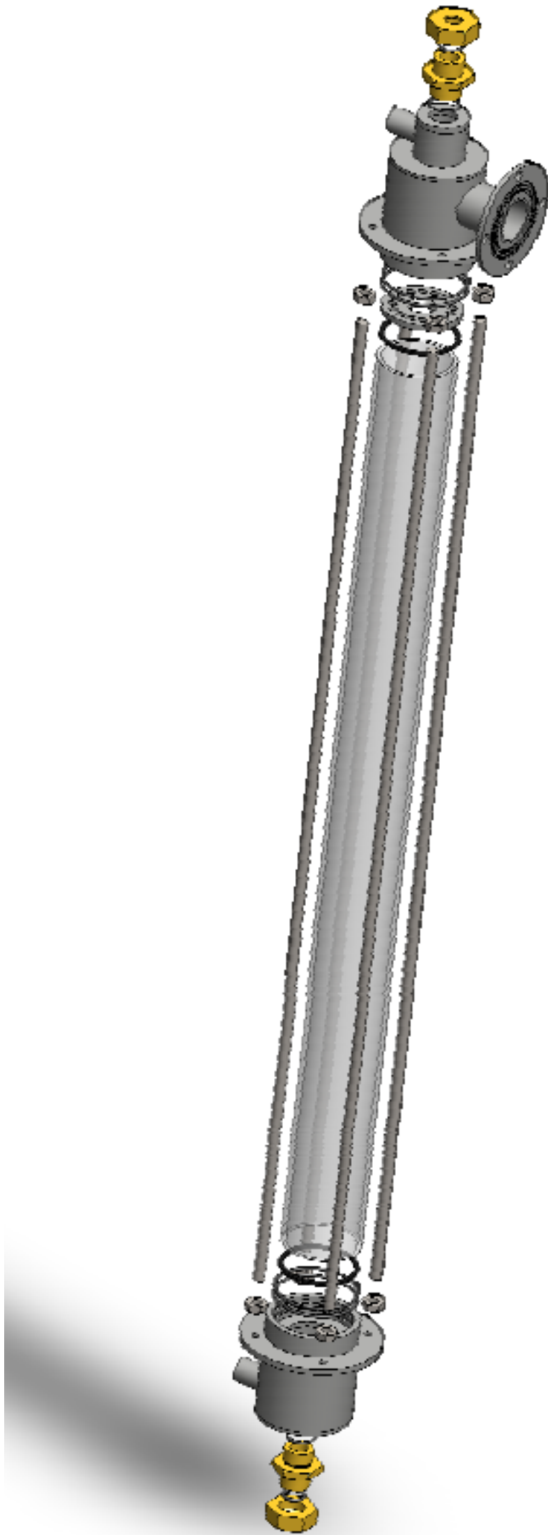


Figura 4.10. Vista explodida do absorvedor.

### 4.3.5 Bombas

#### 4.3.5.1 Bombas da solução água-brometo de lítio

As bombas da solução são centrífugas, monobloco, com acoplamento magnético. Esse tipo de acoplamento garante total estanqueidade ao sistema, pois a transmissão de trabalho mecânico do eixo do motor para o rotor da bomba se dá por meio de dois ímãs (magnetos) permanentes. Um magneto externo, solidário ao eixo do motor, arrasta um magneto interno, este solidário ao eixo do rotor. Ou seja, não existem aberturas no coletor da bomba que possam propiciar vazamentos para o sistema.

Dois tipos de ímãs de terras raras são comumente empregados: o neodímio-ferro-boro ( $\text{Nd}_{12}\text{Fe}_{14}\text{B}$ ) e o samário-cobalto ( $\text{SmCo}_5$ ). Os ímãs de neodímio são 20% mais fortes do que os de samário-cobalto e são mais baratos (metade do custo do samário-cobalto). Contudo, a temperatura limite de operação dos ímãs de samário-cobalto (288 °C) pode ser uma vantagem em relação à do neodímio (149 °C), dependendo da aplicação (Karassik *et al*, 2008).

A rotação nominal das bombas é 3000 rpm, alimentação monofásica, 220 V.

#### 4.3.5.2 Bomba d'água de arrefecimento

A  $\text{BA}_{\text{arr}}$  é centrífuga, monobloco, acoplamento direto com selo mecânico, rotação nominal de 3450 rpm. Sua alimentação é monofásica, 220 V.

O Apêndice C apresenta o desenvolvimento de cálculo das três bombas.

### 4.3.6 Juntas e vedações

O dimensionamento das juntas e dos anéis de vedação foi executado conforme as recomendações contidas no *Parker o'ring 5700 Handbook* (2001).

Para as vedações, se utilizou anéis de vedação confeccionados em neoprene.

As juntas foram confeccionadas em borracha natural (Herold *et al*, 1996).

### 4.3.7 Tubulações

As tubulações são todas em cobre, inclusive as de água de arrefecimento.

A exemplo de sistemas de refrigeração por compressão de vapores utilizando amônia, onde não existe a necessidade de arraste de óleo, as tubulações de sistemas de refrigeração por absorção devem ser dimensionadas para perdas de pressão muito baixas (ASHRAE, 1989; ASHRAE, 1990).

A metodologia adotada baseou-se em se arbitrar uma perda de carga para cada trecho, equivalente a uma determinada variação de temperatura ( $\Delta T$ ).

A partir do valor arbitrado para  $\Delta T$ , e dos valores conhecidos para a concentração da solução e da pressão, se obtém o valor para perda de pressão ( $\Delta P$ ) no trecho.

Com o valor da vazão no trecho, se obtém Reynolds. A partir daí, por meio da resolução simultânea da equação que determinam o coeficiente de atrito ( $f$ ) e da equação de Colebrook, se obtém o diâmetro mínimo.

O Apêndice A apresenta o desenvolvimento do cálculo das tubulações.

#### **4.3.8 Válvulas de expansão e redutora de pressão**

Para se garantir o controle de operação da bancada, o dispositivo de expansão necessita ter a capacidade de ajustar o orifício de passagem e a pressão a jusante. Por isso se descartou a utilização de tubos capilares e de orifícios calibrados.

As válvulas automáticas reguladoras de pressão a jusante seriam a melhor opção. Porém, para as vazões e diferenciais de pressão da bancada, não existe válvula comercialmente disponível.

Assim, restou a opção de válvulas de expansão termostáticas comumente utilizadas em sistemas de refrigeração comercial e em equipamentos de ar condicionado, tanto para a expansão do refrigerante (água), como para a redução de pressão da solução concentrada.

A seleção das válvulas se deu a partir de consulta a catálogos de fabricantes de válvulas de expansão. No catálogo, se procurou modelos de válvulas com diferencial de pressão aproximadamente igual ao exigido pelo nosso processo. Em seguida, para as condições de sub-resfriamento e superaquecimento informadas pelo fabricante, se determinou a vazão de refrigerante.

Uma vez conhecida a vazão de refrigerante (R-22, R-134a, ou amônia) se determinou a vazão de água ou solução concentrada, por,



$$\frac{\dot{m}_{R22}}{\dot{m}_8} = \sqrt{\frac{\rho_{e,R22}\Delta P_1}{\rho_8\Delta P_2}} \quad (4.4)$$

onde  $\dot{m}_{R22}$  é a vazão calculada para R-22, em kg/s;  $\rho_{e,R22}$  é a massa específica do R-22 líquido, à entrada da válvula;  $\Delta P_1$  é o diferencial de pressão informado no catálogo;  $\dot{m}_8$  é a vazão de água na VEX; e  $\Delta P_2$  é o diferencial de pressão da bancada.

A Eq. (4.4) tem como origem, a equação da hidráulica para escoamento de líquidos em orifícios, com  $Re > 250$  (ASHRAE, 1989), expressa por,

$$\dot{m} = C_d A_o \sqrt{2\rho\Delta P} \quad (4.5)$$

onde,  $\dot{m}$  é a capacidade da válvula em kg/s;  $C_d$  é uma característica da borda do orifício da válvula, adimensional;  $A_o$  é a área de laminação ou passagem da válvula em  $m^2$ ;  $\rho$  é a massa específica do líquido à entrada da válvula; e  $\Delta P$  a queda de pressão na válvula.

Uma vez que se trata da determinação da capacidade da mesma válvula, utilizando fluidos diferentes, os parâmetros relacionados com a sua geometria não são considerados na Eq. (4.4).

Foi desenvolvida uma rotina de cálculo a partir da Eq. 4.5, que permite determinar o diâmetro da uma válvula de expansão genérica conhecida a taxa (capacidade) de refrigerante desejada e o  $\Delta P$  na válvula.

A utilização de tubos capilares, como dito anteriormente, foi descartada uma vez que tal dispositivo não permite controle. Porém, caso se mantenha a capacidade da bancada constante, sua aplicação é viável. Para tanto desenvolvemos uma rotina para se determinar o comprimento de tubos capilares.

O Apêndice A apresenta as rotinas desenvolvidas para o dimensionamento de uma VEX e de tubos capilares, e rotina para seleção de VEX e VRP a partir de dados do fabricante para R22.

#### 4.3.9 Bancada

Foi prevista a montagem de todos os elementos da bancada sobre uma estrutura móvel dotada de rodízios.

A estrutura é confeccionada a partir de tubos mecânicos retangulares de aço-carbono preto e prateleiras confeccionadas a partir de chapas de MDF com 15 mm de espessura, revestidas em ambos os lados com laminado melamínico de baixa pressão na cor branca. As prateleiras são dotadas de aberturas para passagem de tubulações.

Os rodízios são giratórios,  $\varnothing$  127 mm ( 5”), com roda de borracha e núcleo em chapa de aço zincado e estampado, leves. Dois deles são dotados de freio.

A Fig. 4.11 mostra um desenho da estrutura móvel da bancada.

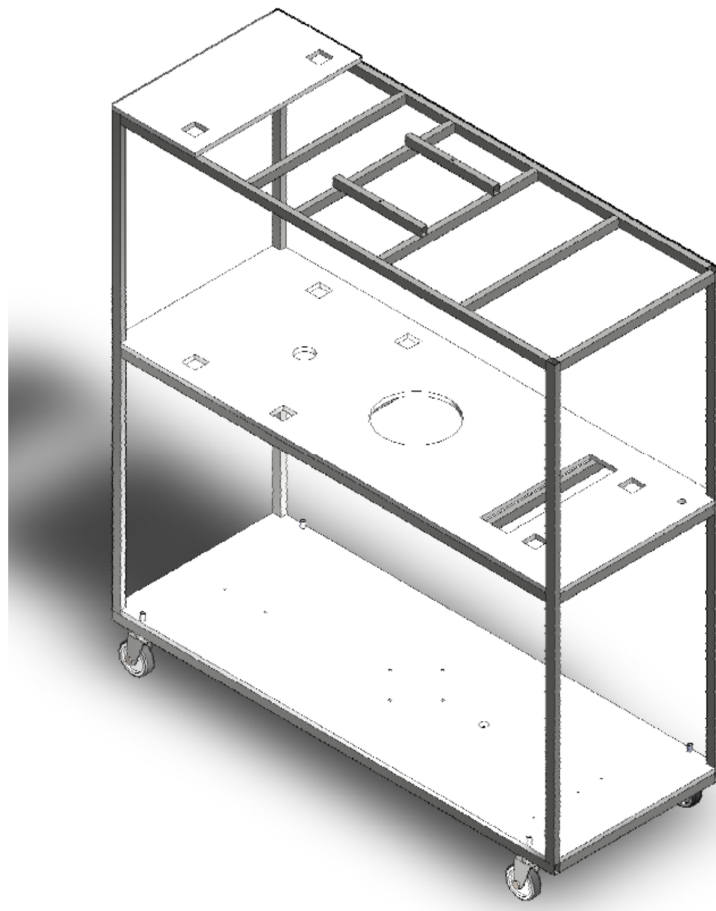


Figura 4.11. Vista da estrutura móvel de suporte da bancada.

#### 4.4 CONSTRUÇÃO

A construção da bancada se deu no Laboratório de Mecânica, da FT/UnB.

Foi utilizado o processo TIG para a soldagem das peças, devido às vantagens relacionadas com a qualidade superior do cordão, a não inclusão de escória e a ausência de respingos. A estrutura móvel da bancada, no entanto, foi soldada pelo processo de soldagem elétrica utilizando eletrodos revestidos.

A Fig. 4.12 mostra foto durante uma fase de fabricação do gerador e do evaporador.



Figura 4.12. Gerador e evaporador durante fabricação.

Na Fig. 4.12 se pode observar o corpo do gerador, em primeiro plano, com as furações para receber as luvas para conexão de tubulações. As luvas para receber os visores de processo já estão posicionadas. Ao lado, já cortadas e usinadas, as peças que comporão o berço do gerador aguardam para serem soldadas. Em segundo plano, se pode observar o corpo do evaporador e um flange de sobrepor que será montado no gerador.

Os flanges para conexão de tubulações aos equipamentos, por serem menores, foram fabricados a partir de chapas de aço carbono, furadas e usinadas para as dimensões necessárias.

As Fig. 4.13 e 4.14 mostram fotos do gerador e do evaporador, respectivamente, já fabricados e montados na bancada.

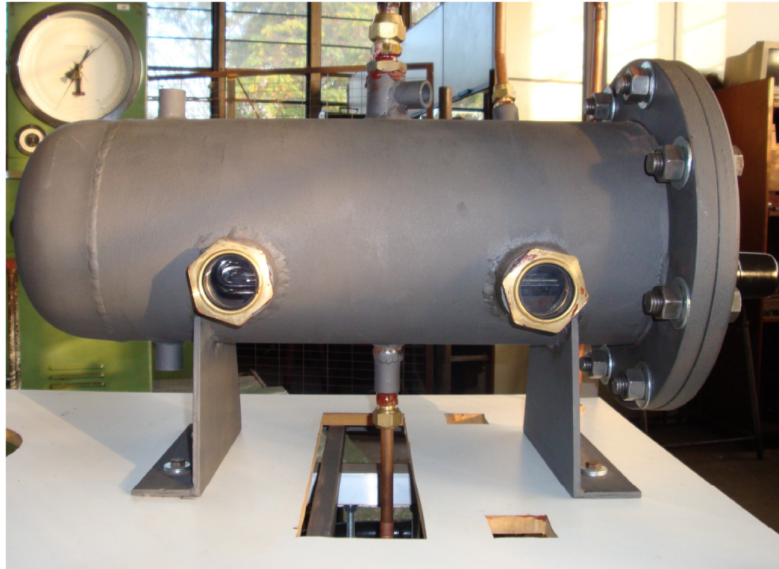


Figura 4.13. Detalhe do gerador já fabricado e montado na bancada.

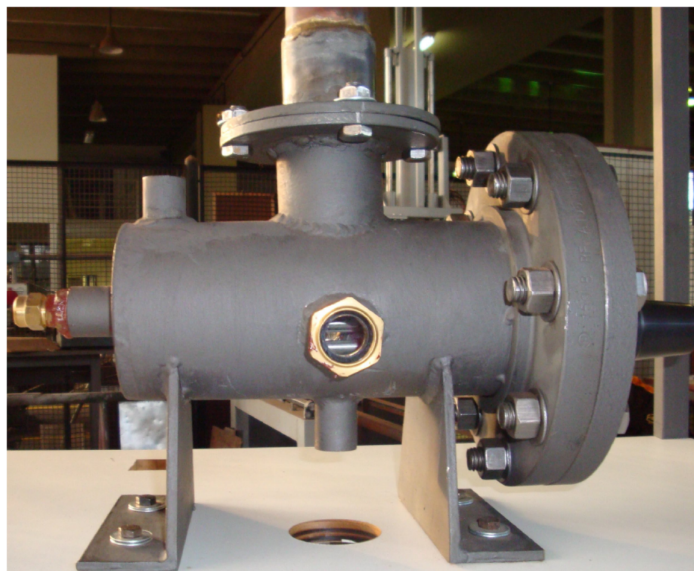


Figura 4.14. Detalhe do evaporador já fabricado e montado na bancada.

O absorvedor, por se pretender que seja o alvo de interesse de estudos, foi colocado numa posição de destaque, ao centro da bancada. Sua construção, utilizando tubo de vidro, permite visualizar o processo de formação do filme da solução concentrada.

O  $TC_{sol}$  e o condensador foram posicionados próximos do gerador e do evaporador, respectivamente, devido à sua natural relação no ciclo. A sua montagem, suspensa, foi necessária devido à limitação de espaço na bancada.

As bombas de solução e d'água de arrefecimento foram agrupadas no nível inferior da bancada, para garantir sua escorva, disponibilizar um NPSH compatível com o requerido pelas bombas, e para facilitar sua interligação com os medidores de vazão.

A Fig. 4.15 mostra foto da bancada com o absorvedor, o  $TC_{sol}$  e o condensador já na sua posição definitiva, e parte da tubulação montada.



Figura 4.15. Absorvedor,  $TC_{sol}$  e condensador em sua posição definitiva na bancada.

## 4.5 INSTRUMENTAÇÃO

A instrumentação da bancada foi concebida para extrair valores de grandezas e repassá-los a sistema de aquisição de dados. Os dados transmitidos são armazenados em planilha e posteriormente utilizados no modelo descrito no item 4.2.

Para medições de temperaturas, optou-se pelo emprego de termopares do tipo T, padrão ANSI, fabricados a partir de cabos de extensão diâmetro 0,51 mm (bitola # 24 AWG), isolamento em PVC para temperaturas até 100°C.

Os poços para medição de temperatura foram instalados em curvas, conforme mostrado na Fig. 4.16.

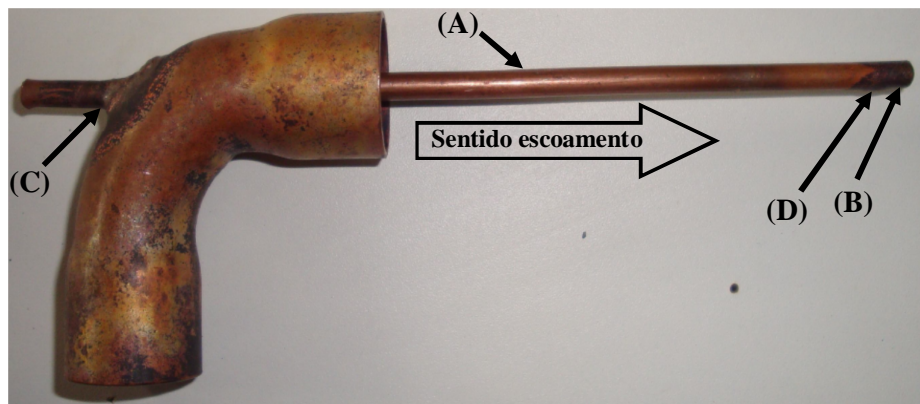


Figura 4.16. Detalhe típico de poço para termopar montado em uma curva 90°.

Os poços foram fabricados a partir de tubos de cobre recozido (A), com  $D_e = 4,76$  mm e  $D_i = 3,175$  mm, com uma das extremidades (B) fechadas por meio de solda. Foram feitos furos nas curvas (C) para permitir a passagem dos poços e sua posterior fixação, por meio de solda. Os pontos de medição (D) ficam a jusante das curvas, para se valer da maior turbulência nesse local.

As medições de pressão se deram por meio de transmissores de pressão com sensores piezoresistivos, montados em carcaça confeccionada em aço inox com conexões rosqueadas  $\varnothing 12,7$  mm. O grau de proteção é IP 65, com limite superior de temperatura no sensor de 120°C. A faixa de aplicação é para vácuo e pressões positivas, com faixa de

medição de -1 a +1 bar, e com sinal de saída de 4 a 20 mA. A precisão é de 0,25% do fundo de escala. A Tab. 4.4 apresenta um resumo dos pontos de medição da bancada.

Tabela 4.4. Resumo da instrumentação utilizada na bancada

Mensurando	Ponto	Instrumento	Simb.	Exatidão
Vazão vol. solução concentrada	$\dot{m}_{5,vol}$	Rotâmetro	FM	$\pm 2,0$ l/h
Vazão vol. solução diluída	$\dot{m}_{2,vol}$	Rotâmetro	FM	$\pm 2,0$ l/h
Vazão vol. água arrefecimento	$\dot{m}_{13,vol}$	Rotâmetro	FM	$\pm 4,0$ l/h
Pressão no evaporador	$P_{10}$	Transmissor de pressão	P	$\pm 0,5$ kPa
Pressão no gerador	$P_7$	Transmissor de pressão	P	$\pm 0,5$ kPa
Temp. água entrada absorvedor	$T_{13}$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. água saída absorvedor	$T_{14}$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. água saída condensador	$T_{16}$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. água entrada TC <sub>arr</sub>	$T_{11}$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. conc.. entrada TC <sub>sol</sub>	$T_4$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. conc. saída TC <sub>sol</sub>	$T_5$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. dil. entrada TC <sub>sol</sub>	$T_2$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. dil. saída TC <sub>sol</sub>	$T_3$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. entrada absorvedor	$T_6$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. sol. saída absorvedor	$T_1$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. vapor saída gerador	$T_7$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Temp. vapor entr. absorvedor	$T_{10}$	Termopar	T	$\pm 0,2$ °C
Conc. sol. entrada absorvedor	$\rho_6$	Transmissor densidade	DM	$\pm 0,2\%$ em peso

A medida de concentração da solução à entrada do absorvedor foi feita por um transmissor de densidade (TRD), que permite a leitura e transmissão contínua da densidade ou concentração da solução, e ainda, medidas de vazão mássica, mediante configuração. O princípio de medição é o diapásão vibrante, que se baseia na lei de oscilação harmônica. A exatidão de medição é inferior a  $\pm 0,2$  kg/m<sup>3</sup> e sinal de saída 4 a 20 mA. Seu limite superior de temperatura para operação é de 150°C. A possibilidade de ser montado em qualquer posição é uma vantagem, devido às limitações de espaço da bancada. A Fig. 4.17

mostra o TRD montado na bancada, na posição horizontal, conforme recomendações do fabricante, Metroval, em se tratando de líquidos que possam conter resíduos sólidos em suspensão.

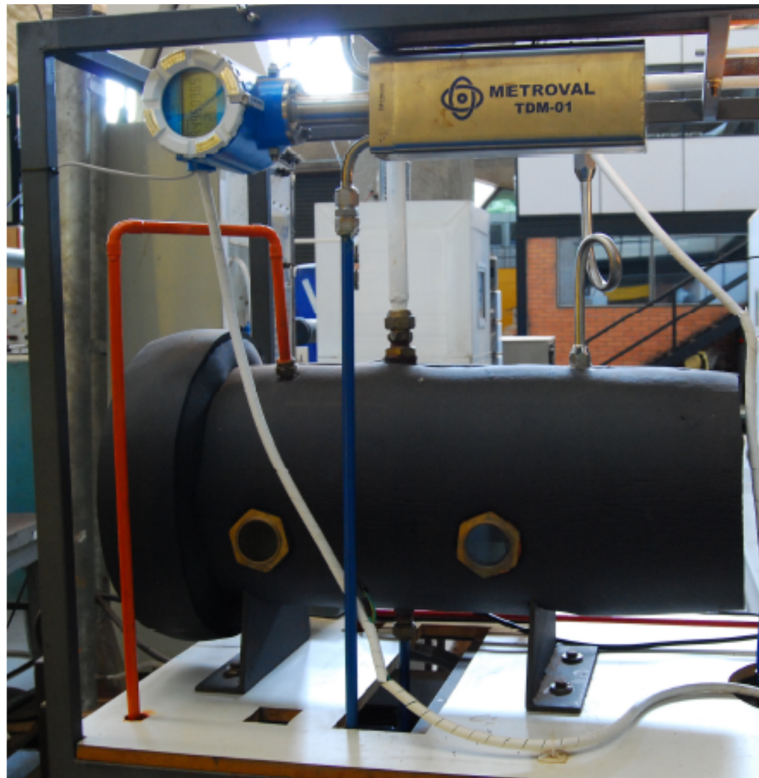


Figura 4.17. Detalhe da montagem do TRD na bancada.

A concentração da solução à saída do absorvedor é calculada a partir de medições de temperatura e pressão, uma vez que o estado da solução nesse trecho é saturado.

As medições de vazão de solução e da de água de arrefecimento se dão por meio de rotâmetros.

Certas grandezas necessitam ter seus valores variados e controlados. Por exemplo, aquelas que, eventualmente, possam tomar parte de uma análise de sensibilidade do ciclo, ou que estejam envolvidas na determinação do coeficiente interno de transferência de calor por convecção ( $h_i$ ). Assim, foi previsto um painel de comando que permite visualizar e controlar essas grandezas, ajustando-as por meio do calor adicionado ao ciclo, pelas resistências elétricas do gerador e do evaporador.



O painel foi fabricado com chapa de aço galvanizado, espessura 1,3 mm (# 18), cortada, dobrada, ponteadada e soldada à estrutura da bancada. Por envolver operação manual, sua posição foi escolhida de forma a não interferir com a visualização dos processos em curso, e também considerando a necessidade de guardar proximidade com registros de regulagem e medidores de vazão.

Um detalhe do painel de comando é mostrado na Fig. 4.18.



Figura 4.18. Detalhe do painel de comando.

O painel possui dois potenciômetros (A) que estão interligados a módulos de potência tiristorizados, localizados no quadro elétrico da bancada. A ação sobre os potenciômetros resulta na variação da tensão de entrada dos módulos de potência, que, pela variação do ângulo de disparo de seus tiristores, controlam a tensão fornecida às resistências, e daí, sua capacidade. Opcionalmente,  $T_{10}$  é controlada por um controlador de temperatura microprocessado (B), ação PID, dotado de indicador digital. Uma chave seletora localizada na tampa do quadro elétrico de força possibilita selecionar a opção manual ou automática para o controle de  $T_{10}$ .

O painel de comando, também possui seis indicadores digitais, com saída para alarme, para visualização dos valores das grandezas de interesse. Durante o processo de absorção, essas grandezas são:  $P_7$  e  $P_{10}$ ;  $T_1$ ,  $T_3$ ,  $T_6$  e  $T_{13}$ . Na fase inicial de operação da bancada, voltada exclusivamente para a determinação de  $h_i$ , as grandezas de interesse são  $P_{10}$ ,  $T_{10}$ ,  $T_{13}$  e  $T_{14}$ .

Também foi previsto um painel para abrigar os módulos de entrada analógicos e conversores de sinais do SAD. Um detalhe desse painel é apresentado na Fig. 4.19.

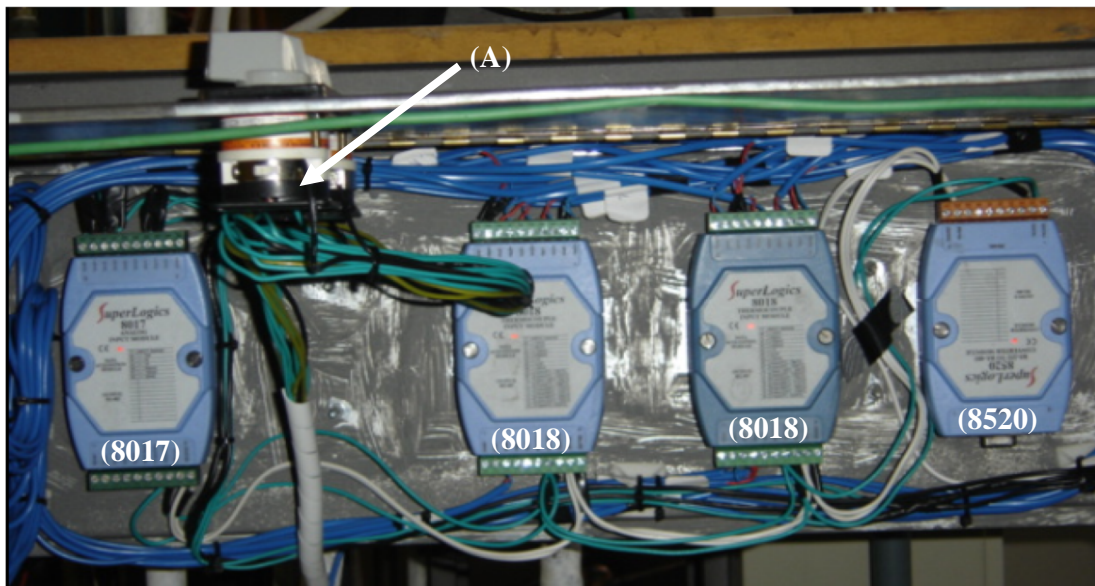


Figura 4.19. Detalhe interno do painel de módulos do SAD.

O painel é confeccionado a partir de chapa de aço galvanizado, espessura 0,7 mm (# 24), cortada, dobrada, ponteadada e fixada à estrutura da bancada por meio de rebites. Possui em seu interior um módulo para leitura de corrente (8017), dois módulos dedicados a leitura de sinais de tensão oriundos de termopares (8018), e um módulo conversor de sinal analógico/digital (8520). Na tampa do painel foram instaladas duas chaves reversoras (A), responsáveis por conduzir os sinais de pressão, ora para os indicadores no painel ora para o SAD. Os sinais de pressão são da ordem de miliampères, e a sua leitura, simultaneamente pelos indicadores do painel de comando e pelo SAD, sofre significativa degradação, implicando em erro na indicação dos valores.

Foi previsto na bancada um quadro elétrico responsável pela alimentação de todos os motores, resistências, instrumentação e módulos do SAD. O quadro é metálico, com acabamento em pintura eletrostática. Internamente, o quadro é dotado de um disjuntor geral de entrada, bifásico, disjuntores parciais para alimentação individual de cada motor, um para o sistema de comando e controle e por último um disjuntor de reserva. O quadro atende as prescrições quanto à proteção contra choques elétricos previstas na NBR 5410, além de possuir supressores de surto para proteger os controles, essencialmente eletrônicos. O quadro foi montado na bancada de forma a não interferir com a operação

durante a condução dos ensaios. Um detalhe interno do quadro elétrico é mostrado na Fig. 4.20.



Figura 4.20. Detalhe interno do quadro elétrico de força.

## 4.6 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

A plataforma do SAD é baseada em um computador pessoal do tipo “notebook”, interligado a uma rede de comunicação RS485, três módulos analógicos de entrada de dados e um módulo de conversão de sinal RS485/232. Também, foi utilizado um cabo conversor RS232/USB uma vez que o computador utilizado não possui porta serial.

Um esquema da arquitetura da rede de aquisição de dados é mostrado na Fig. 4.21.

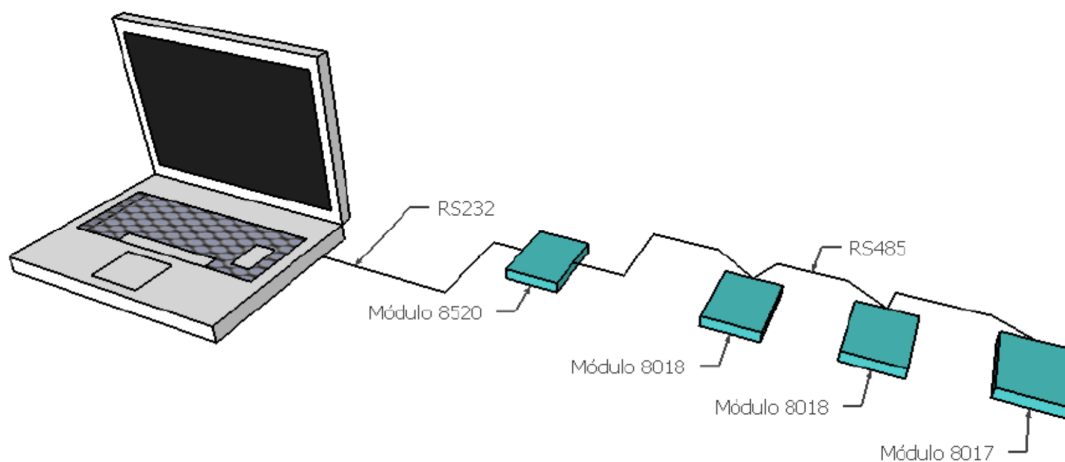


Figura 4.21. Esquema da arquitetura da rede de aquisição de dados.

O módulo responsável pela conversão de sinais RS485/232 é o módulo 8520.

Os módulos analógicos são configuráveis via software e possuem oito canais de entrada de dados. Dois tipos de módulos foram utilizados:

- a. Módulo 8017 (um módulo) configurado para leitura de sinais de -20 a + 20mA, interligado aos transmissores de pressão e ao transmissor de densidade;
- b. Módulo 8018 (dois módulos), dedicado para leitura de sensores de temperatura do tipo termopar ou termorresistências, mediante configuração. Esses módulos foram configurados para leitura de termopares do tipo T (13 pontos de leitura de temperatura).

A alimentação dos quatro módulos se dá por meio de uma única fonte 24 VDC, com mesmo terra. A alimentação do computador é individual e separada da fonte dos

módulos. A identificação dos módulos, respectivos endereçamentos e pontos de medição são apresentados na Tab. 4.5.

Tabela 4.5. Identificação dos módulos e pontos de medição, com respectivos endereçamentos

Módulo			Instrumento	
Identificação	Tipo	Porta	Ponto	Identificação
#1	8017	0	$P_7$	TRP
		1	$P_{10}$	TRP
		2	Livre	
		3	$x_6$	TRD
		4	Livre	
		5	Livre	
		6	Livre	
		7	Livre	
#2	8018	0	$T_5$	Termopar
		1	$T_4$	Termopar
		2	$T_3$	Termopar
		3	$T_2$	Termopar
		4	$T_1$	Termopar
		5	Livre	
		6	$T_7$	Termopar
		7	Livre	
#3	8018	0	$T_{20}$	Termopar
		1	$T_{16}$	Termopar
		2	$T_{14}$	Termopar
		3	$T_{13}$	Termopar
		4	$T_{11}$	Termopar
		5	$T_{10}$	Termopar
		6	$T_6$	Termopar
		7	Livre	

O princípio de operação da rede de aquisição de dados é o seguinte:

- O computador envia um comando via uma das portas USB;
- O módulo 8520 converte o sinal RS232 em um sinal RS485;
- Todos os módulos conectados à rede RS485 recebem, simultaneamente, aquele comando. Cada módulo identifica o endereço contido no comando e compara com os seus próprios endereços;

- d. O módulo para o qual o comando foi endereçado executa o comando, enquanto os demais módulos o ignoram;
- e. Após executar o comando, o módulo endereçado envia uma resposta para o computador pela mesma rede RS485;
- f. O módulo 8520 processa o sinal e o converte de RS485 para RS232, para uso pelo computador;
- g. Os resultados são interpretados e ações são executadas conforme programado.

## 5 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

Depois de concluída sua construção, a bancada foi transferida para o Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração (LaAR) da FT/UnB, onde foram realizados os procedimentos experimentais.

Esses procedimentos constaram de três etapas principais. A primeira etapa, intitulada *Verificações Preliminares*, constou de verificar a estanqueidade do aparato e de testes de operacionalidade dos componentes que constituem a bancada. A segunda etapa, *Calibração*, como o próprio título indica, tratou da calibração da instrumentação embarcada. A terceira etapa foi denominada *Ensaio e Resultados*, em que foram realizados ensaios para determinação do coeficiente interno de transferência de calor do tubo de cobre do absorvedor, ajustada a bancada para as condições de projeto e obtidos os valores para as taxas de transferência de calor nos demais trocadores de calor, e de massa no absorvedor.

### 5.1 VERIFICAÇÕES PRELIMINARES

#### 5.1.1 Testes de estanqueidade

Previamente, foram obtidos os limites de pressão suportados pela vidraria e demais componentes da bancada, cujos valores são apresentados na Tab. 5.1.

Tabela 5.1. Valores limites de pressão de alguns componentes da bancada

Componente	Pressão máxima	
	bar	kPa
Visor de processo no evaporador	20	$2 \times 10^3$
Visor de processo no gerador	10	$1 \times 10^3$
Visor de nível no TA	257	$25,7 \times 10^3$
Tubo de vidro no absorvedor	77,8	$7,78 \times 10^3$
Transmissores de pressão	1	$0,1 \times 10^3$
Bombas de solução	0,465	$0,0465 \times 10^3$
Rotâmetros solução	0,981	$0,0981 \times 10^3$
Rotâmetro água arrefecimento	1,47	$0,147 \times 10^3$

Transmissor de densidade	100	$10 \times 10^3$
--------------------------	-----	------------------

Os valores máximos de pressão dos tubos de vidro, empregados no TA (visor de nível) e no absorvedor, foram determinados segundo,

$$p_{m\acute{a}x} = \frac{esp \times 20 \times \frac{K}{S}}{D_e - esp} \quad (5.1)$$

onde, *esp* é espessura da parede do tubo de vidro; e *K/S* é a carga máxima permitida, cujo valor característico é 7 N/mm<sup>2</sup>, segundo DIN EN 1595: Equipamentos de pressão feitos de vidro borossilicato 3.3; Regras gerais para projetos, fabricação e testes.

Da análise dos valores na Tab. 5.1 se conclui que o valor crítico para a pressurização da bancada com todos os componentes a ela conectados é 0,465 bar. Contudo, tal valor é insuficiente para se verificar vazamentos nos flanges, uniões roscadas e soldadas. Assim, o teste de estanqueidade foi realizado em duas etapas.

Na primeira etapa, os transmissores de pressão e as bombas de solução foram removidos, enquanto os rotômetros foram isolados do sistema por meio de seus registros. Em seguida, o sistema foi pressurizado com nitrogênio com uma pressão de 10 bar. Depois de identificados e sanados os vazamentos naqueles pontos, o sistema foi despressurizado.

Na segunda etapa, as bombas de solução e os transmissores de pressão foram reinstalados na bancada e abertos os registros que isolavam os rotômetros. Em seguida, o sistema foi pressurizado com nitrogênio até 3 bar, para que fosse possível identificar os pontos de vazamento. O valor acima, apesar de ser superior ao recomendado pelo fabricante das bombas de solução, não causou danos àqueles equipamentos. Os pontos de vazamento foram localizados e corrigidos.

Foram empregados três métodos para detecção de vazamentos: o método acústico, o método com bolhas de sabão e o método da queda de pressão, ou perda de vácuo. Os dois primeiros métodos permitem identificar o local do vazamento, enquanto o último método indica a existência de vazamentos, porém não permite localizá-los. Todos esses três métodos são relativamente baratos, factíveis de realizar no campo e relativamente



rápidos, limitados, porém, à detecção de vazamentos da ordem de  $10^{-4}$  mbar.l/s e maiores (Pregelj, 1997).

Complementarmente aos métodos acima, foi utilizado um detector ótico de vazamentos de gases halogenados com sensibilidade máxima de 28,35 g/ano para localização de vazamentos pequenos e difíceis de serem detectados pelo método das bolhas de sabão. Para tanto, a bancada foi pressurizada com R22 a uma pressão de 0,6 bar e teve suas conexões e uniões soldadas escaneadas.

O método da perda de vácuo é feito ao final dos procedimentos de detecção de vazamentos, para avaliar se a taxa de vazamento no sistema é aceitável para o processo considerado e identificar a existência de gases não condensáveis no sistema. Para determinação da taxa de vazamento, foi calculado o volume interno dos circuitos de refrigerante e da solução, com auxílio da Tab. 5.2.

Tabela 5.2. Cálculo do volume interno da bancada

Item / Trecho	D <sub>i</sub>	d <sub>e</sub>	L	Volume
	mm		m	m <sup>3</sup>
Gerador	202,64		0,50	0,01613
Trecho 7	19,92		2,00	0,00062
Condensador - região anular	19,92	15,90	5,50	0,00062
Trecho 9	10,92		0,10	0,00001
Evaporador	102,26		0,25	0,00205
Trecho 10	50,44		0,93	0,00186
Absorvedor rec. sup. reg. vapor	102,26	60,32	0,10	0,00054
Trecho 4	10,92		0,60	0,00006
TC <sub>sol</sub> - região anular	19,92	15,90	5,00	0,00057
Trecho 5	10,92		3,54	0,00033
Trecho 6	19,92		0,26	0,00008
Absorvedor rec. sup. reg. solução	52,50	22,20	0,15	0,00027
Absorvedor reg. tubo vidro	85,00	22,20	1,09	0,00576
Absorvedor rec. Inf.	102,26	22,20	0,10	0,00078
TA	102,26		0,21	0,00172
Trecho 1	16,96		0,77	0,00017
Trecho 2	10,92		2,50	0,00023
TC <sub>sol</sub> - tubo interno	13,86		5,00	0,00075
Trecho 3	10,92		1,10	0,00010
Linha aux. Teste Wilson	8,00		1,70	0,00009
Linha de vácuo	8,00		1,99	0,00010
Total			m <sup>3</sup>	0,03288
			cm <sup>3</sup>	32.876,30

A bancada foi deixada em vácuo por 23 horas e 16 minutos. O valor inicial do vácuo foi de 672 mmHg e ao final o valor lido no manômetro foi 662 mmHg. Não houve variações significativas de temperatura e pressão atmosférica. A taxa de vazamento calculada foi de  $5,23 \times 10^{-3}$  mbar l/s. A Tab. 5.3 fornece alguns valores típicos de taxas de vazamento em função do tipo de produto ou processo.

Tabela 5.3. Especificações de taxas de vazamento (Adaptado de *Ovec Systems*, 2012)

<b>Produto ou sistema</b>	<b>Taxa vazamento  (mbar.l / s)</b>	<b>Observações</b>
Equipamento de processo químico	1 a $10^{-3}$	Processos de destilação
Conversor de torque	$10^{-3}$ a $10^{-4}$	Retenção de fluido
Lata de bebida	$10^{-6}$	Retenção de CO <sup>2</sup>
Processos de vácuo	$10^{-2}$ a $10^{-10}$	Sistema dinâmico. Pequenos vazamentos, se presentes, possuem efeito desprezível.
Encapsulamento de circuitos integrados	$10^{-7}$ a $10^{-9}$	Encapsulamentos herméticos.
Marca-passo cardíaco	$10^{-9}$	Implantes em corpos humanos
Refrigerador doméstico	$4 \times 10^{-6}$	Retenção de refrigerante suficiente para dar uma garantia de 5 anos do produto

Comparando com os valores tabelados para equipamentos de processo químico e processos de vácuo, consideramos aceitável o valor encontrado para a taxa de vazamento. A comparação com o valor especificado para refrigeradores domésticos não se aplica, uma vez que aquele tipo de equipamento opera com pressões positivas.

A grande quantidade de pontos susceptíveis a vazamentos na bancada, associada com os baixos valores de pressão suportados por alguns de seus componentes, limitou a localização de pequenos vazamentos, e, por extensão, a possibilidade de se obter menores taxas de vazamento.

Os procedimentos manuais de corte a chama e as deformações mecânicas decorrentes de processos de soldagem empregados na fabricação da bancada, associados

com a utilização de roscas com normas diferentes NPT x BSP podem ter contribuído para o nível de vazamento encontrado.

### **5.1.2 Testes operacionais**

Na sequência, foram realizados testes de funcionamento de motores de bombas e do ventilador do TC<sub>arr</sub>, conferidos os intertravamentos de comandos elétricos, proteções, potenciômetros e configurados os endereços dos módulos de aquisição de dados.

Após os testes acima, a bancada foi considerada pronta para a etapa de calibração.

## **5.2 CALIBRAÇÃO**

Quando possível, a calibração foi realizada *in situ*, ou seja, com a instrumentação e respectiva fiação já devidamente montada na bancada e interligada aos módulos analógicos de entrada de dados.

### **5.2.1 Termopares**

Para calibração dos termopares foi utilizado o conjunto para calibração de termopares do Laboratório de Metrologia Dinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica. Tal conjunto é constituído de um banho líquido, uma termorresistência de platina e um multímetro digital.

O banho líquido utilizado possui uma faixa de medição de -20 a 200 °C. O equipamento é dotado ainda de um indicador e controlador de temperatura do banho e sistemas de refrigeração e aquecimento que permitem variar e controlar a temperatura do líquido. O líquido empregado é uma solução anticogelante comercialmente disponível, à base de etileno glicol, inibidores de corrosão, antiespumantes e água, com faixa de aplicação de -20 a 130 °C.

A termorresistência de platina, do tipo PT 100 a 4 fios, é o padrão de referência de temperatura certificado pelo INMETRO.

O multímetro digital, de bancada, é de fabricação da Hewlett Packard, modelo 3478A, com faixa de medição de 0 a 300 VAC e 0 a 3 A, certificado pelo IPT.

Para se proceder à calibração, todas as treze pontas dos termopares foram enfeixadas e mergulhadas no banho líquido, juntamente com a termorresistência de platina. As outras extremidades dos termopares já estavam definitivamente conectadas aos dois módulos 8018 do sistema de aquisição de dados da bancada.

Inicialmente o banho foi resfriado até 0 °C. Uma vez atingida aquela temperatura, e constatada a estabilização do valor da resistência do PT 100, foram anotados os valores de hora e da resistência da termorresistência, enquanto o sistema de aquisição de dados ia gravando em arquivos tipo texto, os valores de temperatura informados pelos termopares.

O banho foi aquecido até 100 °C, em patamares de 10 °C, em que, para cada patamar, se repetiu o procedimento de verificação da temperatura do banho, da estabilização do valor da resistência do PT 100, a anotação desse valor e da respectiva hora.

Uma vez concluídos os procedimentos de campo, os valores anotados de resistência foram convertidos em temperaturas, utilizando-se tabela temperatura × resistência para termorresistências de platina. Em seguida, os dados foram transportados para planilha eletrônica. As tabelas e respectivas curvas de calibração constam no Apêndice D.

## **5.2.2 Transmissores de pressão - TRP**

Os instrumentos de medição de pressão podem ser classificados em dois grandes grupos: fundamentais e relativos. Os instrumentos fundamentais medem pressão a partir da definição da grandeza. Estão incluídos neste grupo os manômetros de coluna líquida e a balança de pressão. Os instrumentos relativos medem a pressão em função de uma propriedade física ou um fenômeno físico. Neste grupo estão compreendidos os transdutores/transmissores de pressão.

O padrão utilizado na calibração dos transmissores de pressão foi um manômetro de coluna líquida, do tipo U, utilizando mercúrio como fluido manométrico. A escala de 0 a 1000 mm, com menor divisão de 2 mm, é confeccionada em poliestireno de alto impacto, com coeficiente de dilatação linear –  $\alpha = 0,00008 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Partindo-se da expressão fundamental  $p = \rho.g.h$ , a determinação da pressão ou vácuo, com manômetros em U, utilizando mercúrio, se dá mediante a seguinte equação (INMETRO, 2010),

$$p = \rho_{Hg(p_0, 0^\circ C)} \cdot (1 + \gamma\theta) \cdot g_{local} \cdot \Delta h \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta\theta) \quad (5.2)$$

onde,  $p$  é a pressão, ou vácuo, em Pa;  $\rho_{Hg(p_0, 0^\circ C)}$  é a massa específica do mercúrio nas condições de referência (pressão atmosférica ao nível do mar e  $0^\circ C$ ):  $1,359508 \times 10^4$  kg/m<sup>3</sup>;  $\gamma$  é o coeficiente de dilatação volumétrica do mercúrio:  $1,81 \times 10^{-4} \text{ }^\circ C^{-1}$ ;  $\theta$  é a temperatura do mercúrio e da escala do manômetro, em  $^\circ C$ , no momento da leitura;  $g_{local}$  é a aceleração da gravidade no Laboratório de Termociência e Metrologia Dinâmica da FT:  $9,7808439 \text{ m/s}^2$ ;  $\Delta h$  é a diferença de cota entre os níveis de mercúrio, em m;  $\alpha$  é o coeficiente de dilatação linear da escala do manômetro; e  $\Delta\theta$  é a diferença entre as temperaturas da escala e de referência, em  $^\circ C$ , no momento da leitura.

Os valores de temperatura associados com o processo de medição de vácuo foram obtidos a partir de termômetro de tensão de álcool colorido com escala de 20 a  $35^\circ C$  e menor divisão de  $0,1^\circ C$ .

A BV utilizada foi do tipo com dois pistões oscilantes, com lastro de ar, descarga livre, e deslocamento de  $7,0 \text{ m}^3/\text{h}$  (5 cfm) @ 540 rpm, acionamento por polias e correias trapezoidais, motor 1/2 HP, 220 V, 1Ø.

A pressão atmosférica local foi medida com um barômetro de coluna de mercúrio, com escala de 600 a 800 mm Hg, com menor divisão de 1 mm Hg. A escala é confeccionada em alumínio, com coeficiente de dilatação linear igual a  $0,24 \times 10^{-4} \text{ }^\circ C^{-1}$ . A pressão atmosférica foi calculada a partir da seguinte equação (INMETRO, 2010),

$$p_{atm} = \frac{g_{local}}{g_n} \cdot l \cdot \left[ 1 - \frac{\gamma \cdot \theta - \alpha \cdot (\theta - \theta_B)}{1 + \gamma \cdot \theta} \right] \quad (5.3)$$

onde,  $p_{atm}$  é a pressão atmosférica, em mm Hg ou mbar;  $g_n$  é a aceleração da gravidade ao nível do mar ( $9,80665 \text{ m/s}^2$ );  $l$  é a indicação do barômetro em mm Hg ou mbar; e  $\theta_B$  é a temperatura de referência da escala do manômetro, em  $^\circ C$ .

Os valores de temperatura utilizados no cálculo da pressão atmosférica foram fornecidos por termômetro de tensão de álcool colorido, fixado ao corpo do barômetro. A escala do termômetro é confeccionada em plástico ( $\alpha = 0,00008 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ), e sua faixa de valores vai de 10 a 50°C, com menor divisão de 1°C.

Inicialmente, os transmissores foram conectados mecanicamente à bancada, após executadas e conferidas suas conexões elétricas. As chaves reversoras, localizadas no painel frontal dos módulos analógicos do sistema de aquisição de dados, foram posicionadas na condição em que os sinais de corrente fornecidos pelos transmissores de pressão eram enviados para aquele sistema.

Os registros responsáveis por isolar trechos da bancada foram abertos, fazendo com que se comunicassem os circuitos de solução e de refrigerante. Assim, aqueles trechos passam a constituir um único ambiente na bancada que opera em vácuo. Da mesma forma, se fechou todos os registros que comunicam o interior da bancada com o meio externo.

A saída comum (central) de um manifold de três saídas, do tipo utilizado em serviços de instalação e manutenção de refrigeração, foi conectada à linha de vácuo da bancada. As outras duas saídas do manifold foram interligadas ao padrão e à BV, respectivamente, conforme ilustrado na Fig. 5.1

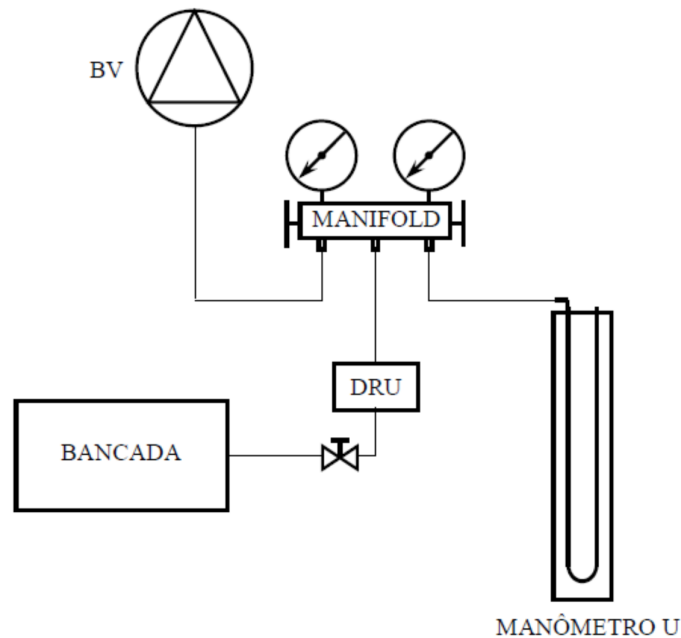


Figura 5.1. Esquema de conexão da bancada à BV e ao manômetro U.

Uma solução de álcool e gelo seco foi adicionado ao DRU para garantir que o vapor d'água contido no interior da bancada não atingisse o óleo da BV.

Na sequência, a válvula de lastro da BV foi aberta e, em seguida, a bomba foi ligada. A abertura da válvula de lastro promove a admissão de ar para o interior da bomba. Esse procedimento, durante a fase inicial da evacuação, evita a condensação do vapor d'água removido e preserva a pureza do óleo da bomba. Tal prática garante uma operação mais eficiente e uma maior longevidade da BV. Na sequência foram abertos os registros do manifold e, somente após, foi aberto o registro da bancada localizado à entrada do DRU.

Nesse instante, passou-se a acompanhar a variação do nível do mercúrio, em cada perna do manômetro em U. Decorridos 10 a 15 minutos a válvula de lastro da BV foi fechada.

Uma vez estabilizado o nível do mercúrio no padrão, foi fechada a válvula do manifold que isola a BV da bancada para somente então a bomba ser desligada.

O sistema de aquisição de dados foi configurado e inicializado e os valores de corrente informados pelos TRP foram capturados e gravados em arquivo de texto.

Foi anotada a temperatura do mercúrio no padrão e a pressão barométrica com a respectiva temperatura da escala do barômetro.

Utilizando o registro de dreno do receptáculo contido no DRU, o vácuo foi sendo então gradativamente diminuído, inicialmente em patamares 10 mmHg para os valores de vácuo compreendidos entre 665 a 596 mmHg e posteriormente em patamares de 40 mmHg a 100 mmHg, até a equalização interna da bancada com a pressão atmosférica local. Para cada patamar, depois de estabilizado o nível de mercúrio, eram anotados a hora o minuto e o segundo, para posterior pesquisa dos valores correspondentes de corrente, no arquivo tipo texto. O procedimento acima foi realizado quatro vezes.

Ao fim de cada ciclo foram anotadas, novamente, a temperatura do mercúrio no padrão e a pressão barométrica com sua respectiva temperatura de escala e reiniciado o vácuo. Ao final do quarto ciclo, o sistema de aquisição de dados foi desligado.

Os valores obtidos nos ensaios foram então transferidos para planilha eletrônica e processados. Foi calculada a média aritmética dos valores de corrente fornecidos pelos

TRP, e esta correlacionada com os correspondentes valores de pressões manométricas e absolutas. As tabelas e respectivas curvas de calibração constam no Apêndice D.

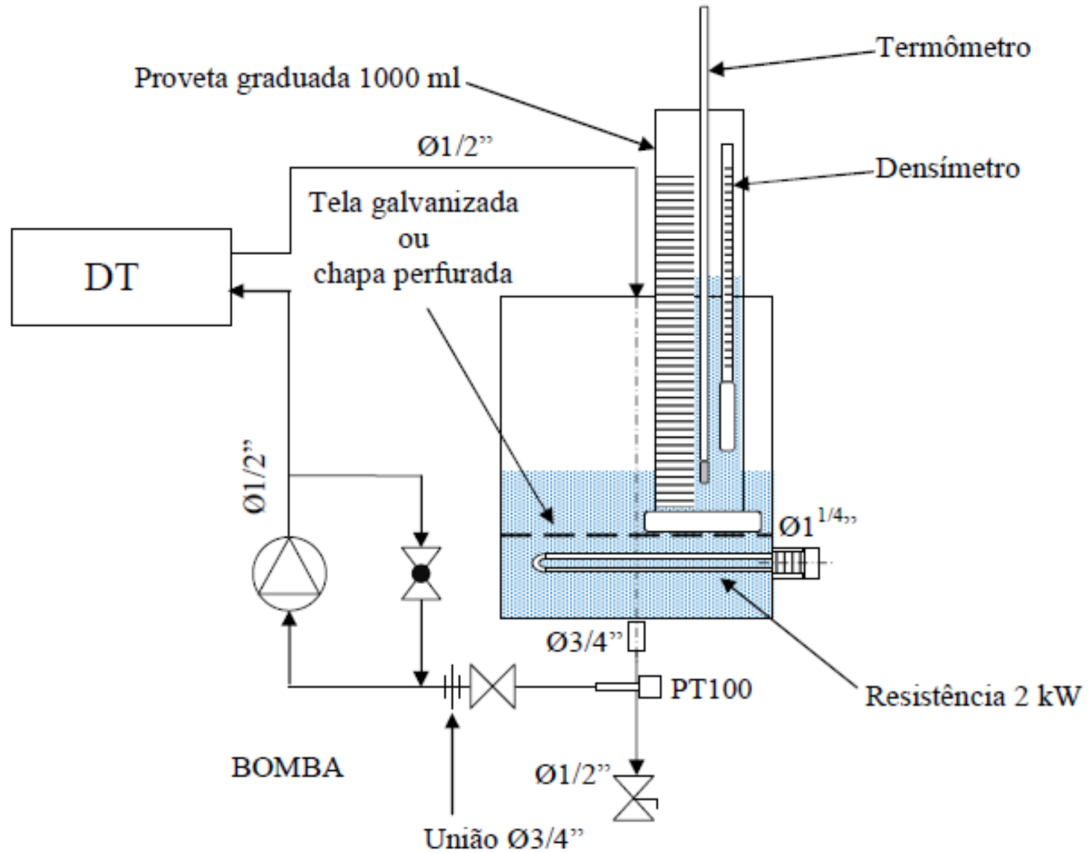
### **5.2.3 Transmissor de densidade - TRD**

O TRD, modelo TDM 01 da Metroval, utiliza como princípio de medição a frequência natural de vibração de dois tubos. A frequência de ressonância do elemento tubular depende da massa, e conseqüentemente da densidade do fluido que é deslocado. Através da medição da frequência de oscilação é possível determinar a massa específica. Como a massa específica depende também da temperatura, um sensor tipo PT-100 vem incorporado ao TRD fornecendo no visor do aparelho, além do valor da massa específica, a temperatura do fluido. O sinal de saída do TRD ( 4 a 20 mA) pode então ser capturado e gravado por um SAD, ou utilizado por um indicador de processo.

O procedimento idealizado para calibração do TRD constou em se elevar a concentração de uma amostra da solução, por meio de aquecimento, até um determinado valor. Uma vez atingido esse valor, a solução seria então forçada a circular pelo TRD para que fossem iniciadas as medições. Na sequência, a solução seria gradativamente diluída, até o seu valor original, enquanto os valores lidos pelo TRD seriam repassados para o SAD e assim determinados os pontos da curva de calibração.

Para tanto, foi necessário projetar e construir um aparato para realização dos ensaios de calibração. O dispositivo constou de um recipiente de aço carbono, cilíndrico vertical, aberto na sua parte superior. Foi prevista uma bandeja interna, fabricada a partir de chapa de aço-carbono preto, perfurada. Luvas de aço, rosqueadas internamente, foram soldadas às paredes do recipiente, uma lateralmente e outra na parede inferior. Na luva lateral foi conectada a resistência elétrica de 2 kW, responsável pelo aquecimento da solução. A luva inferior teve como função conectar o recipiente ao circuito de recirculação da solução. Um desenho esquemático desse dispositivo é mostrado na Fig. 5.2.





Legenda:

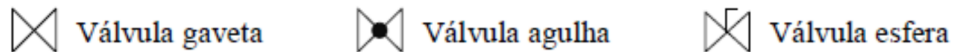


Figura 5.2. Desenho esquemático do dispositivo para calibração do TRD.

O circuito de recirculação era constituído por: um sensor de temperatura PT100; uma bomba de recirculação; o TRD; tubos de cobre e válvulas de manobra. Uma válvula esfera foi instalada na parte mais baixa do dispositivo, para a coleta de amostras da solução contida no recipiente. A válvula gaveta e a união permitiam que se desacoplasse a bomba do dispositivo, durante o processo de aquecimento, para protegê-la do calor transmitido pela tubulação de aspiração. Finalmente, uma válvula agulha localizada no *by pass* permitia a regulagem da vazão da solução pelo TRD, para se evitar superaquecimento da bomba.

Uma proveta graduada de 1000 ml, um densímetro e um termômetro de vidro com tensão de mercúrio complementaram o dispositivo.

As soluções de água-brometo de lítio comercialmente disponíveis são fornecidas com uma concentração de 55%. Os valores nominais de concentração operados pela bancada são de 60% e 62,4%. Daí se optou por estabelecer os valores de concentração de 55% e 65%, como os extremos da curva de calibração.

Para se estabelecer previamente as temperaturas correspondentes àquela faixa de valores de concentração, foram realizadas leituras no barômetro, vindo a se determinar o valor para a pressão atmosférica de 672 mm Hg (89,5 kPa). A partir desse valor de pressão e de correlações das propriedades de água-brometo de lítio, se determinou a temperatura que configura o início do processo de elevação da concentração (139,1 °C) e a temperatura correspondente à concentração de 65% (163,9 °C).

Uma vez atingida a concentração de 65 %, houve o cuidado em se manter a solução a uma temperatura superior ao seu limite de solubilidade (43°C), para que a mesma não cristalizasse. Nesse sentido foram utilizados os limites de solubilidade fornecidos por Boryta (1970), que estudou a solubilidade do brometo de lítio puro na água, para valores de concentração compreendidos entre 45% a 70%.

A bomba empregada para circulação da solução, durante os procedimentos de calibração, deveria então ser capaz de operar a uma temperatura acima de 43°C, sem riscos de sobreaquecimento do motor ou dano ao seu selo mecânico. A bomba selecionada foi uma bomba centrífuga, mono estágio, monobloco, para aplicação geral, modelo CAM – W4C de fabricação Dancor, cuja temperatura limite de operação, segundo o fabricante, é de 80°C.

O padrão utilizado no processo de calibração foi um densímetro com escala de massa específica. Para se determinar a sua escala, houve a necessidade de se conhecer previamente, a faixa de massa específica para os diversos valores de concentração e temperatura em jogo. Assim, foram calculadas as massas específicas da solução de água-brometo de lítio, para valores de concentração variando de 55% a 65% e temperatura variando na faixa de 20 °C a 160 °C. Também, os valores de massa específica foram analisados sob a ótica de uma faixa restrita de temperatura (60 °C a 80 °C), prevista para se operar o dispositivo. Os resultados obtidos são apresentados nas Fig. 5.3 e Fig. 5.4.

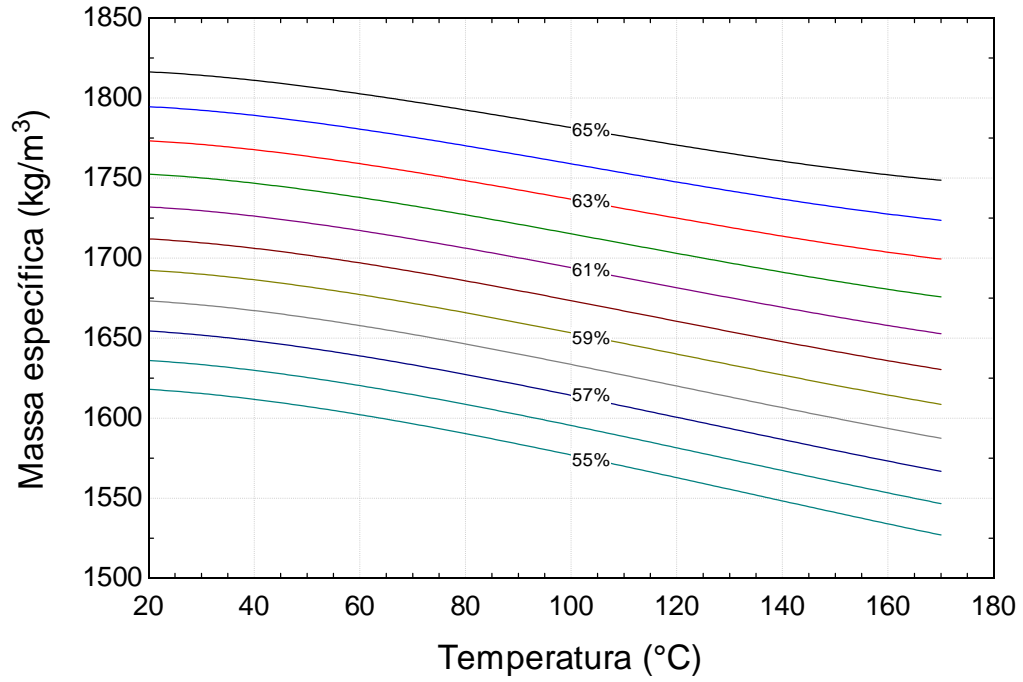


Figura 5.3. Massa específica de soluções de água-brometo de lítio para a condição de equilíbrio.

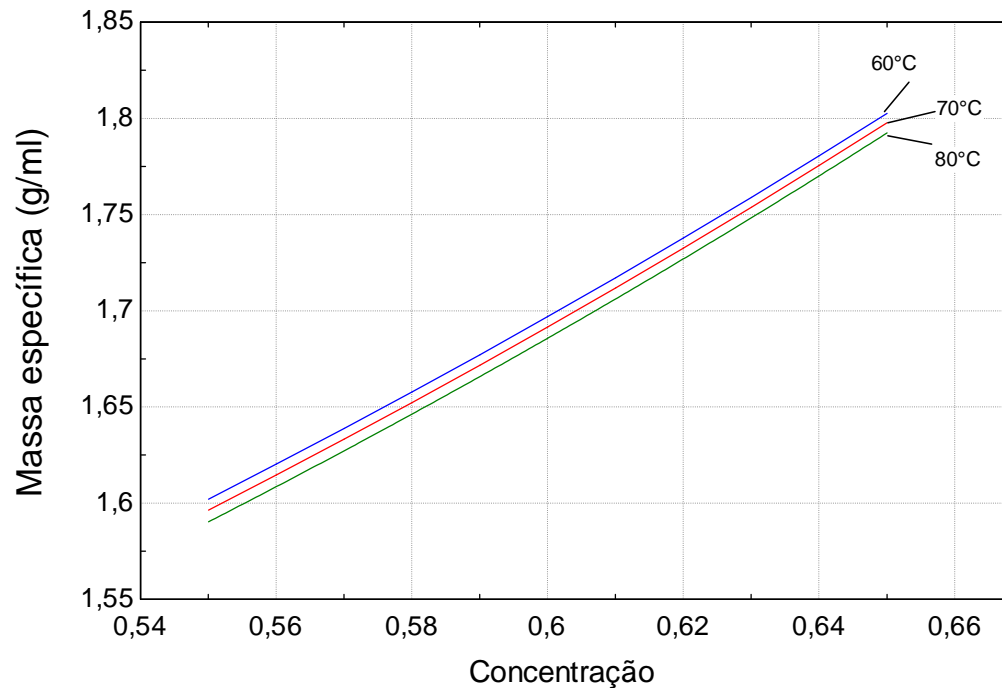


Figura 5.4. Massa específica de H<sub>2</sub>O-LiBr, para a faixa de 60 a 80°C.

Da análise das Fig. 5.3 e Fig. 5.4, se percebe que os valores da massa específica variam de um mínimo de 1534 kg/m<sup>3</sup> (solução a 55% e 160 °C) a um máximo de 1816 kg/m<sup>3</sup> (solução a 65% e 20 °C). Levando-se em consideração as escalas comercialmente disponíveis, optou-se pela aquisição de um densímetro para massa específica com escala de 1,5 a 2,0 g/ml, com divisões de 0,005 g/ml, calibrado a 20 °C.

Uma vez construído o dispositivo, teve início o processo de calibração do TRD propriamente dito. Solução de água-brometo de lítio foi vertida no recipiente, numa quantidade tal, até que seu nível ficasse próximo à borda, encobrendo parte da proveta, estando esta assentada na bandeja.

Foi fechado o registro gaveta e a bomba foi desacoplada do dispositivo. Iniciou-se o aquecimento da solução. Uma vez atingida a temperatura de 165 °C, a resistência foi desligada e o recipiente resfriado por meio de compressas frias, até a temperatura da solução situar-se em torno de 80°C.

A bomba foi novamente acoplada ao dispositivo e posta a funcionar. O controlador de temperatura foi ajustado para manter a solução a uma temperatura de 80°C.

O processo inicialmente previsto para a calibração do TRD era o seguinte: 1° - coleta de amostra da solução circulante com a proveta; 2° - colocação da proveta sobre a bandeja perfurada para equalizar a temperatura da amostra com a temperatura da solução circulante; 3° - inserção do densímetro e do termômetro de tensão de mercúrio na proveta, e medição da massa específica da amostra, quando sua temperatura fosse igual à temperatura da solução circulante.

Contudo, tal esquema se mostrou ineficaz, pelos seguintes motivos: primeiramente, os vapores que exalavam do banho embaçavam o vidro da proveta, dificultando a visualização da escala do densímetro; também, não se conseguiu que a temperaturas da amostra fosse igual ou tivesse valores razoavelmente próximos à temperatura da solução circulante, dentro de um tempo razoável; por último, a solução contida na região da válvula esfera tendia a cristalizar obstruindo o dreno de coleta de amostras.

A solução encontrada foi inserir o densímetro e o termômetro de tensão de mercúrio diretamente no recipiente, em contato íntimo com a solução circulante. Um ajuste na tubulação compreendida entre a saída do TRD e o recipiente diminuiu a turbulência na superfície livre da solução, permitindo as leituras no densímetro.

Diferenças entre os valores de temperaturas lidas no TRD e no termômetro de vidro sugeriam que o bulbo desse último estaria sofrendo influência da alta temperatura superficial dos elementos da resistência, devido à sua proximidade. Assim, admitiu-se que os valores de temperatura indicados pelo TRD seriam mais exatos, e foram esses os valores considerados na calibração. Quanto à cristalização no dreno, o problema foi resolvido fazendo uma drenagem periódica da solução circulante, apenas para manter a temperatura daquele ponto acima de 43 °C.

Observadas as mudanças acima, o processo de calibração foi então retomado. O SAD foi inicializado, em seguida foram colocados 500 ml de água destilada na proveta, e esta disposta sobre a bandeja do recipiente, para aquecer a água. Tal procedimento visou evitar a cristalização da solução no momento em que a água fosse vertida sobre a mesma. Uma vez equalizadas as temperaturas, a água foi então despejada no recipiente e a hora anotada. Aguardou-se cerca de 10 a 12 minutos para se garantir a homogeneização da solução. Após esse tempo, foram anotados os valores de temperatura e massa específica, no densímetro, no termômetro de vidro e no TRD. Novamente foram adicionados 500 ml de água destilada na proveta e o processo se repetiu até que o valor de massa específica lida no densímetro indicasse um valor de concentração da solução de aproximadamente 55%.

Os valores de massa específica, temperaturas e corrente obtidos no ensaio de calibração foram processados e transportados para planilha eletrônica. A tabela de calibração do TRP e respectiva curva de calibração constam no Apêndice D.

### **5.3 ENSAIOS PARA DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO INTERNO SEGUNDO O MÉTODO DE WILSON**

Alguns cuidados na utilização dos dados obtidos para aplicação do método de Wilson, já foram citados em 2.4.1. Complementarmente, porém, outros detalhes mereceram atenção para que os resultados alcançados possuíssem uma precisão aceitável. Durante a fase dos ensaios, o absorvedor foi isolado termicamente para que a condensação

do vapor se desse preferencialmente sobre a parede externa do tubo de cobre, e não sobre a parede interna do tubo de vidro. Houve também a preocupação de que as condições durante os ensaios fossem razoavelmente próximas das condições de projeto.

De acordo com a Tab. 4.1, o valor médio da temperatura da parede externa do tubo de cobre deve situar-se em torno de 50 °C, para que o vapor condense a uma temperatura de 55 °C. Assim, a pressão (vácuo) na bancada foi mantida em torno de 15,75 kPa (absoluta), valor da pressão de saturação do vapor d'água correspondente a 55 °C. O ajuste do valor de vácuo se deu pelo acompanhamento de leituras no manômetro em U, juntamente com a admissão controlada de nitrogênio no sistema. Leituras no barômetro feitas durante o período de realização dos ensaios, permitiram calcular o valor médio de 674 mmHg para a pressão atmosférica, o que, por sua vez, determinou a altura total de 555,9 mm Hg a ser mantida no manômetro em U.

Buscou-se também que os valores de vazão de água de arrefecimento e sua temperatura, à entrada do absorvedor, guardassem proximidade com aqueles listados na Tab. 4.1. Para uma temperatura de 35 °C, o valor de projeto para a vazão, em termos volumétricos, é de 217,3 l/h. Assim, considerando a necessidade de se manter uma vazão superior a 93,78 l/h, para que o escoamento estabelecido se desse num regime turbulento ( $Re > 2300$ ), foram estipulados os seguintes valores de vazão para os ensaios: 125, 150, 175, 200, 225, 250 e 275 l/h.

A quantidade de água destilada a ser adicionada à bancada, deveria garantir a operação ininterrupta da resistência de aquecimento, sem o risco de seu desligamento pela atuação da proteção contra baixo nível de água no evaporador. A interrupção indesejada do funcionamento da resistência poderia levar à perda do ensaio, por não se atingir ou não se conseguir manter a temperatura de condensação prevista. O cálculo do volume de água necessário à realização dos ensaios foi realizado com o auxílio da Tab. 5.4.

Tabela 5.4. Volume de água para a realização dos ensaios do método de Wilson

Item	Trecho	Di	L	Volume	
		(m)	(m)	(m <sup>3</sup> )	(litros)
Evaporador - Ø 4"	- x -	$1,02 \times 10^{-01}$	0,25	0,00205	2,05
Linha # 1 - Ø 3/4"	Recip. Inf. / Tq. Aux.	$1,70 \times 10^{-02}$	0,53	0,00012	0,12
1/2 TA - Ø 4"	- x -	$1,02 \times 10^{-01}$	0,11	0,00090	0,90
Linha # 1 - Ø 3/4"	Tq. Aux. / Bomba sol. dil.	$1,70 \times 10^{-02}$	0,24	0,00005	0,05
Linha # 2 - Ø 1/2"	Bomba sol. dil. / Tê L.V.	$1,09 \times 10^{-02}$	0,34	0,00003	0,03
Linha auxiliar - Ø 3/8"	- x -	$8,00 \times 10^{-03}$	1,7	0,00009	0,09
Linha # 8 - Ø 3/8"	Tê L.V./VEX	$8,00 \times 10^{-03}$	0,08	0,00000	0,00
Linha # 9 - Ø 1/2"	- x -	$1,09 \times 10^{-02}$	0,12	0,00001	0,01
20 cm linha # 10 - Ø 2-1/8 "		$5,04 \times 10^{-02}$	0,2	0,00040	0,40
<b>Subtotal</b>				0,00366	3,66
<b>Total</b>				0,00403	<b>4,03</b>

Como já citado no item 4.1, a bancada é dotada de uma tubulação auxiliar exclusivamente para a realização dos ensaios do método de Wilson. O estado (*aberto / fechado*) de alguns registros na bancada determinou o circuito por onde deveriam escoar o vapor d'água e o condensado, circuito esse designado como *circuito de Wilson*. A seguir descrevemos o estado daqueles registros.

Registros a serem fechados:

- Todos os registros dos rotâmetros da solução: entrada, saída e *by-pass*;
- O registro localizado entre a saída do condensador e a válvula de expansão;
- O registro que isola o lado de alta do de baixa pressão da bancada, localizado na tubulação de vácuo.

Registro a ser aberto:

- O registro da tubulação auxiliar.

A Fig. 5.5 apresenta um fluxograma simplificado da bancada, destacando o circuito de Wilson e o estado dos registros.

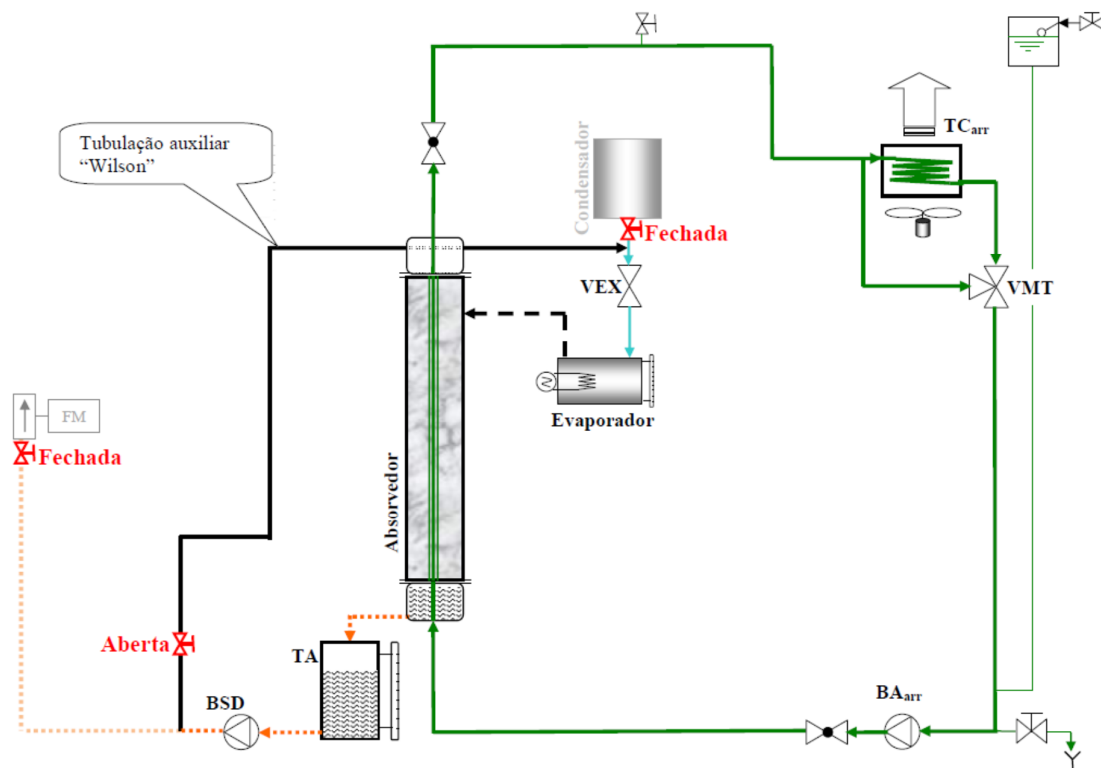


Figura 5.5. Fluxograma da bancada destacando o circuito de Wilson.

No circuito de Wilson, o evaporador funciona como um gerador de vapor. O vapor gerado condensa sobre a superfície externa do tubo de cobre, no interior do absorvedor. O tubo de cobre é resfriado internamente por meio de circulação de água de arrefecimento. O vapor condensado se acumula no TA. A BSD retorna o condensado para o evaporador, se valendo da tubulação auxiliar indicada na Fig. 5.5.

Os procedimentos do ensaio tiveram início com a medição da pressão atmosférica. Foram adicionados gelo e água gelada ao DRU. Os registros foram posicionados adequadamente e em seguida, a bancada foi evacuada até 660 mm Hg.

Uma vez a bancada em vácuo, 4 litros de água destilada foram adicionados à mesma, por diferença de pressão e com o auxílio do registro localizado na tubulação do dreno do TA. Na sequência, a BSD foi ligada e a água foi sendo transferida para o evaporador. Nesse processo, o nível de água no visor do TA foi observado até que atingisse a metade do tanque, quando então a BSD foi desligada e o valor do vácuo foi ajustado pela adição de nitrogênio.



Em seguida foram ligados, o ventilador, a  $BA_{arr}$ , e a resistência do evaporador. A vazão de água de arrefecimento foi ajustada para o valor inicial de 125 l/h.

O sistema de aquisição de dados foi iniciado e os seguintes parâmetros foram registrados: a temperatura do vapor ( $T_{10}$ ); a temperatura da água de arrefecimento à entrada ( $T_{13}$ ) e à saída ( $T_{14}$ ) do absorvedor; a temperatura do ar ( $T_{20}$ ) à entrada do  $TC_{arr}$ ; e a pressão no evaporador ( $P_{10}$ ).

A constatação de que a condensação do vapor estava estabelecida se dava por uma brusca subida do nível de condensado no TA. Somente então a BSD era religada de forma a retornar o condensado para o evaporador.

Inicialmente, o controle da temperatura de condensação foi manual, por meio do potenciômetro de ajuste da capacidade da resistência do evaporador. Simultaneamente se tentava manter o nível de condensado no TA na metade do tanque, por meio de ajustes no registro localizado na tubulação auxiliar.

A temperatura do vapor se mostrou sensível aos ajustes no potenciômetro e à variação do nível de condensado no TA. Um brusco aumento do nível de condensado era acompanhado de um aumento de  $T_{10}$ . Ao se ajustar a abertura da válvula da tubulação auxiliar, o nível de condensado voltava a cair para o nível desejado, seguido de redução no valor de  $T_{10}$ . Por isso, variações acentuadas no nível de condensado exigiam incessantes ajustes no registro da tubulação auxiliar. Associado a isso, o tempo de resposta do sistema de medição de temperatura exigia paciência e parcimônia na intensidade dos ajustes do potenciômetro. Após a realização de alguns ensaios se concluiu que o sistema era instável e que o controle manual não contribuía para o seu equilíbrio.

Assim, foi instalado um controlador microprocessado de temperatura para controle da temperatura do vapor. Associado a isso se permitiu que o nível de condensado no TA variasse além do valor intermediário, na tentativa de que o sistema buscasse o autoequilíbrio. Contudo, para cada novo valor de vazão de água de arrefecimento estabelecido, ajustes no nível do TA eram necessários.

O acompanhamento da temperatura do vapor, ou de condensação, se realizou pelos valores apresentados na tela do programa de aquisição de dados. A indicação de que o equilíbrio foi atingido, se deu pela estabilização simultânea de  $T_{10}$  e do nível de condensado no TA, para cada valor de vazão de água de condensação.

O ajuste da temperatura de entrada da água de arrefecimento para o valor fixo de 35°C não contribuiu para o estabelecimento do equilíbrio do processo, tampouco para a precisão do valor de  $\bar{h}_i$ , devido aos reduzidos valores de  $\Delta T$  resultantes das diferenças entre os valores de  $T_{14}$  e  $T_{13}$ . Assim, a válvula misturadora termostática foi ajustada para que todo o fluxo d'água de arrefecimento passasse pelo TC<sub>arr</sub>, fazendo com que  $T_{13}$  atingisse um valor de equilíbrio na faixa de 29 a 30 °C, com um  $\Delta T$  médio de 2,9 °C. Tal decisão contribuiu para que fosse estabelecido o equilíbrio da temperatura de condensação, além de diminuir a incerteza dos valores de  $\bar{h}_i$  devido a um maior valor de  $\Delta T$  (Rose, 2004).

Contudo, os resultados obtidos para  $\bar{h}_i$ , ainda se mostravam bastante discrepantes comparativamente aos valores obtidos por meio das correlações clássicas de Dittus-Boelter e Gnielinski. Uma análise mais aprofundada da questão apontou para a solução adotada por Miller (1998), em que a resistência externa foi mantida fixa por meio do controle do fluxo de calor para o meio de arrefecimento. Assim, quando a vazão da água de arrefecimento era aumentada, a sua temperatura era aumentada de uma quantidade correspondente para manter um fluxo de calor constante. Adotado tal procedimento, os resultados obtidos se aproximaram razoavelmente dos valores de Dittus-Boelter e Gnielinski. Na Tab. 5.5 apresentamos os valores experimentais obtidos no último ensaio realizado.

Tabela 5.5. Dados experimentais extraídos do ensaio do método de Wilson.

Vz (l/h)	125	150	175	200	225	250	275
T <sub>10</sub> (°C)	55,0	54,9	54,8	54,9	54,8	54,9	54,9
T <sub>13</sub> (°C)	30,7	31,4	31,7	32,0	32,0	32,0	32,5
T <sub>14</sub> (°C)	35,7	36,5	36,6	36,7	36,5	36,2	36,6
T <sub>20</sub> (°C)	27,4	27,2	26,9	26,8	26,2	25,8	26,1

O SAD gera um arquivo do tipo TXT, na forma de uma tabela, onde as colunas são as grandezas de interesse,  $T_{13}$ ,  $T_{14}$ ,  $T_{10}$  e  $T_{20}$ , e as linhas são os registros no formato de hora, minuto e segundo. O intervalo de tempo entre cada registro foi de 2 segundos, para um tempo médio de duração de ensaio de três horas. A partir dessa massa de valores se obteve

então um gráfico de temperaturas em função do tempo, para cada valor de vazão d'água de arrefecimento, onde foi possível visualizar trechos, em que houve uma melhor estabilização de  $T_{10}$ . Os dados experimentais constantes na Tab. 5.5 são então as médias aritméticas dos valores contidos naqueles trechos estabilizados.

A partir dos valores experimentais, foram calculadas as grandezas utilizadas no método, que são apresentadas na Tab. 5.6.

Tabela 5.6. Grandezas aplicadas no método de Wilson.

Vz (l/h)	125	150	175	200	225	250	275
$T_m$ (°C)	33,2	34,0	34,2	34,4	34,3	34,1	34,6
LMTD (°C)	21,7	20,85	20,55	20,46	20,47	20,73	20,28
$q$ (W)	721,7	883,1	989,8	1085	1169	1212	1301
Re	2959	3605	4222	4845	5440	6026	6688
Pr	5,02	4,94	4,92	4,89	4,90	4,92	4,87
$R_t$ (°C/W)	0,030	0,024	0,021	0,019	0,018	0,017	0,016

O gráfico de  $T_{10}$ ,  $T_{13}$ , e  $T_{14}$ , além da temperatura média  $T_m = (T_{13} + T_{14})/2$  e a LMTD, em função de Reynolds da água de arrefecimento, é apresentado na Fig. 5.6.

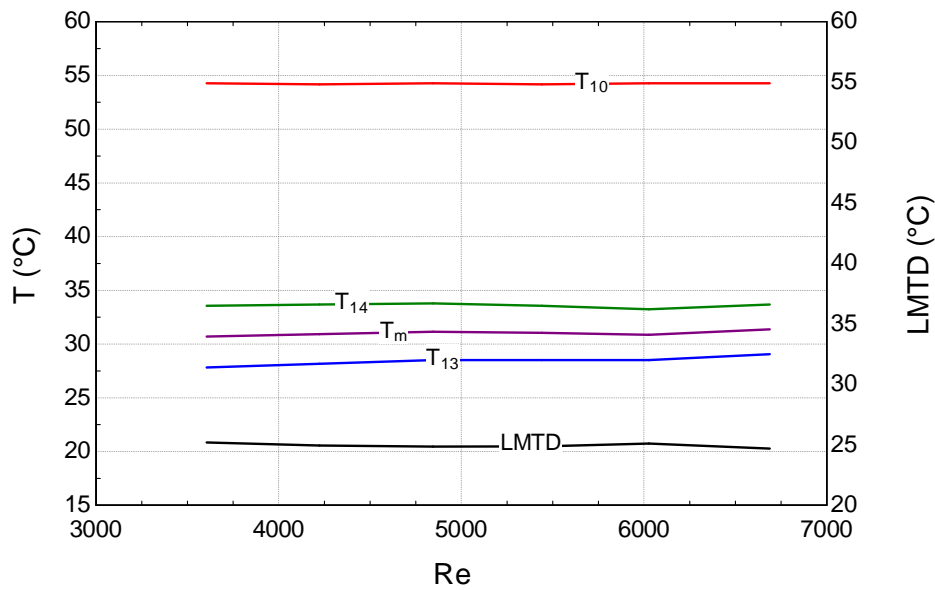


Figura 5.6. Valores das temperaturas aplicadas no método de Wilson.

O gráfico da Fig. 5.6 possui dois eixos de ordenadas. Os valores de  $T_{10}$ ,  $T_{14}$ ,  $T_m$ , e  $T_{13}$  são lidos no eixo da esquerda. Os valores de  $LMTD$  são lidos no eixo da direita.

Analisando as curvas de temperatura do gráfico se pode observar que  $T_{10}$  e  $T_m$  permanecem aproximadamente constantes o que caracteriza que a temperatura externa da superfície do tubo e a resistência térmica externa do processo de convecção podem ser consideradas constantes. Dessa forma a condição para aplicação da metodologia de Wilson prescrita pela Eq. (2.12) é atendida.

Igualmente, os valores de  $Pr$  na Tab. 5.6 são aproximadamente constantes, o que denota que a resistência interna e o coeficiente interno de transferência de calor por convecção dependem neste caso exclusivamente de Reynolds do meio de arrefecimento, atendendo assim a condição estabelecida pela Eq. (2.14) para validação do método.

Aplicando-se então a metodologia de Wilson com os valores constantes da Tab. 5.6 e arbitrando-se os expoentes de Prandtl ( $n = 0,4$ ) e Reynolds ( $m = 0,8$ ) se determina a equação da reta que correlaciona  $R_t$  com  $Re^{-m}$ . A Fig. 5.7 apresenta a reta resultante da regressão linear e a respectiva equação.

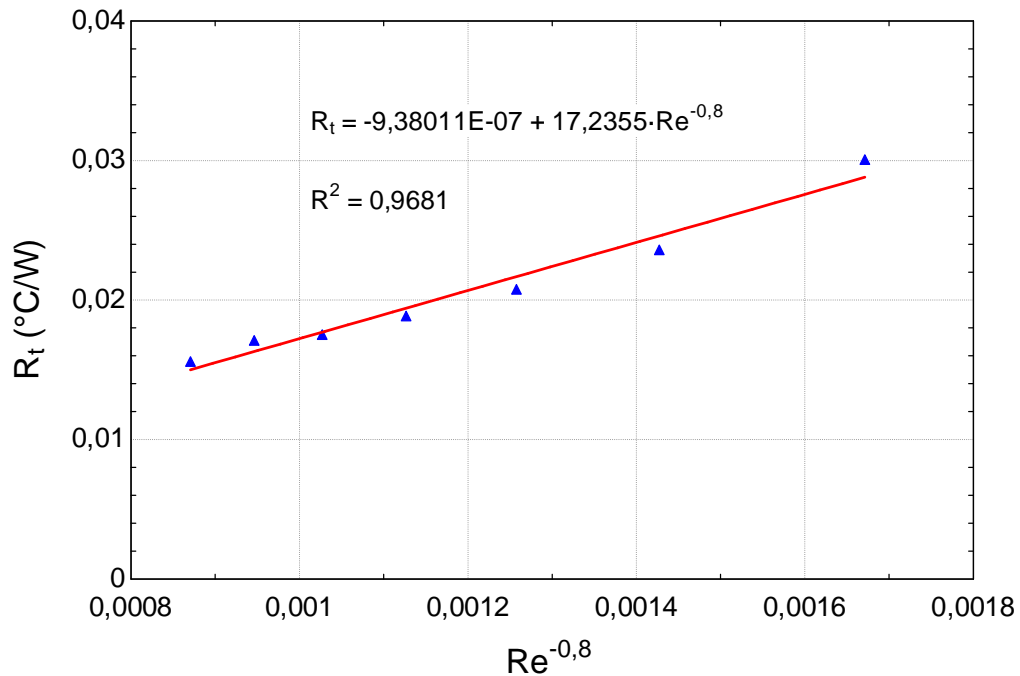


Figura 5.7. Equação da reta que fornece os coeficientes  $C_1$  e  $C_2$  do método de Wilson.

Uma análise mais detida sobre os valores de  $T_{10}$  na Tab. 5.5, se observa que o desvio padrão correspondente à vazão de 125 l/h é superior aos demais. Assim, buscando-se aumentar a relação de correlação entre  $R_t$  e  $Re^{-m}$ , o ponto referente àquela vazão foi suprimido da análise e uma nova regressão linear foi realizada, obtendo-se uma nova reta cuja equação é apresentada na Fig. 5.8.

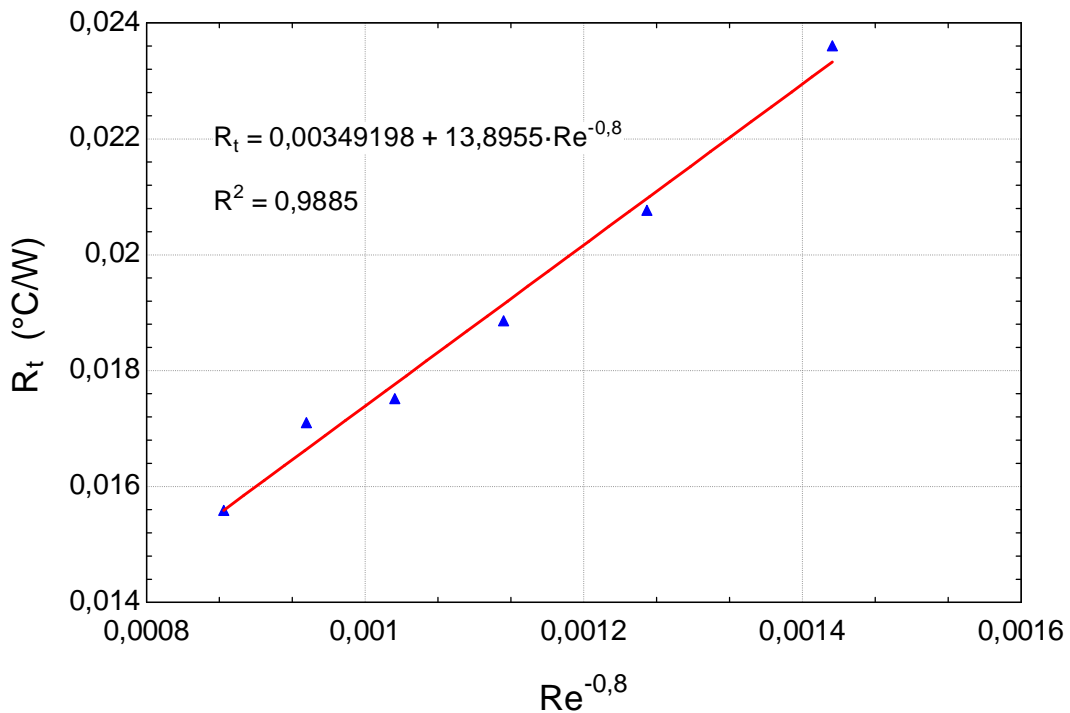


Figura 5.8. Equação da nova reta que fornece os coeficientes  $C_1$  e  $C_2$  do método de Wilson.

Comparando-se os valores dos coeficientes de correlação das equações das retas das Fig. 5.7 e 5.8, se verifica que a supressão do ponto referente à vazão de 125 l/h resultou na melhoria da correlação entre  $R_t$  e  $Re^{-m}$ .

Daí, a partir das equações (2.13) a (2.17) e da equação da reta da Fig. 5.8, resultou que:

$$C_1 = 0,003492 \text{ } ^\circ\text{C/W}; \quad C_2 = 1,15 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}; \quad \text{e} \quad C = 0,01949.$$

Assim, o coeficiente médio interno de transferência de calor por convecção, do tubo de cobre do absorvedor, se correlaciona com Reynolds por,

$$\bar{h}_i = 1,15Re^{0,8} \quad (5.4)$$

e a expressão geral de Dittus-Boelter pode então ser escrita como,

$$Nu = 0,01949Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad (5.5)$$

Uma comparação dos resultados de  $h_i$  obtidos pelas correlações de Dittus-Boelter e Gnielinski e pelo método de Wilson é apresentada na Fig. 5.9.

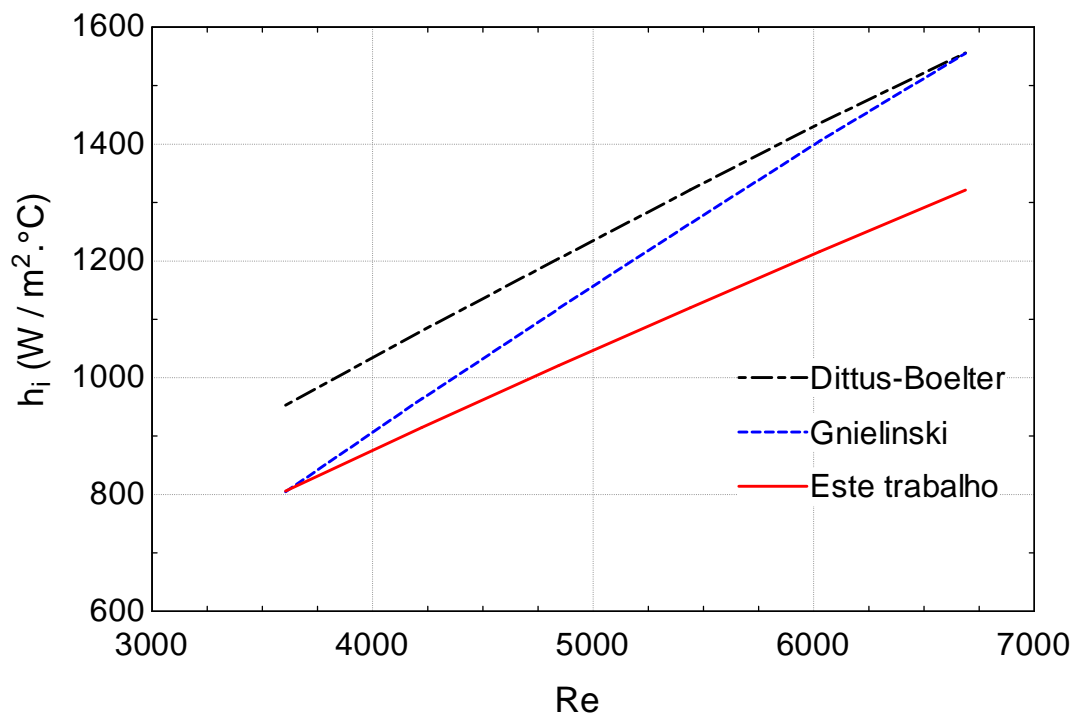


Figura 5.9. Gráfico comparativo de resultados para  $h_i$  utilizando as correlações de Dittus-Boelter, Gnielinski e o método de Wilson.

Analisando-se a Fig. 5.9 se observa que as correlações de Dittus-Boelter e Gnielinski fornecem valores de  $h_i$  superiores aos obtidos pelo método de Wilson aplicado neste trabalho.

A diferença entre os resultados de Dittus-Boelter e Wilson é aproximadamente constante, girando em torno de 15,2 %, que se traduz pelo notável paralelismo das suas retas. A origem dessa diferença reside no valor da constante adimensional  $C$  utilizada na expressão geral (0,023 fornecido pela literatura; e 0,01949 obtido experimentalmente). Segundo Incropera (2003), erros de até 25 % podem ser esperados da aplicação de Dittus-Boelter. Ademais, a faixa de valores de Reynolds aplicada nos ensaios resultou num regime de transição entre o escoamento laminar e o plenamente turbulento, fora, portanto, da melhor condição de aplicação de Dittus-Boelter ( $Re \geq 10000$ ).

A diferença entre os resultados de Gnielinski e Wilson varia entre um mínimo de 0% a um máximo de 15%. Para as condições de projeto ( $Re \approx 5000$ ), o valor da diferença situa-se em torno de 10%, o que sugere que os procedimentos experimentais foram corretamente conduzidos levando a resultados aceitáveis.

O modelo utilizado no método de Wilson é apresentado no Apêndice A.

#### **5.4 ENSAIOS DE ABSORÇÃO DE VAPOR D'ÁGUA PELA SOLUÇÃO DE ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO.**

Os ensaios envolvem basicamente quatro etapas. A primeira etapa, consta da adição da solução diluída de água-brometo de lítio à bancada. As outras três etapas são cíclicas e constam basicamente do aumento da concentração da solução, estabilização e ajuste dos parâmetros operacionais às condições de projeto e diluição da solução depois de concluídos os ensaios.

##### **5.4.1 Adição de solução à bancada**

A quantidade de solução a ser adicionada à bancada deve garantir a operação ininterrupta da resistência de aquecimento do gerador, sem o risco de seu desligamento pela atuação da proteção contra baixo nível de solução, tanto durante a fase de elevação de sua concentração quanto na fase de realização dos ensaios.

Para se determinar o volume de solução a ser adicionada à bancada, foi necessário determinar, inicialmente, a massa total de solução operando na bancada nas condições de

projeto, a partir dos valores de massa para cada trecho do circuito de solução, conforme apresentado na Tab. 5.7.

Tabela 5.7. Massa de solução água-brometo de lítio na bancada nas condições de projeto.

Item / trecho	$D_i$	$d$	$L$	Volume	$x$	$T$	$\rho$	$m$	$P$
	mm	mm	m	m <sup>3</sup>	%	°C	kg/m <sup>3</sup>	kg	kPa
Gerador	202,64		0,50	0,01613	62,4	96,5	1726	27,8	10,0
Trecho 4	10,92		0,60	0,00006	62,4	96,5	1726	0,1	10,0
TC <sub>sol</sub> - região anular	19,92	15,90	5,00	0,00057	62,4	79,9	1735	1,0	10,0
Trecho 5	10,92		3,54	0,00033	62,4	63,3	1745	0,6	10,0
Trecho 6	19,92		0,20	0,00006	62,4	55,0	1749	0,1	1,3
TA (1/2 tanque)	102,26		0,10	0,00082	60,0	46,0	1704	1,4	1,3
Trecho 1	16,96		0,77	0,00017	60,0	46,0	1704	0,3	1,3
Trecho 2	10,92		2,50	0,00023	60,0	46,0	1704	0,4	10,0
TC <sub>sol</sub> - tubo interno	13,86		5,00	0,00075	60,0	61,4	1696	1,3	10,0
Trecho 3	10,92		1,10	0,00010	60,0	76,7	1688	0,2	10,0
Total				m <sup>3</sup> 0,01923				33,1	
				cm <sup>3</sup> 19.228,0					

Utilizando o densímetro referido no item 5.2.3, foi medida a massa específica de uma amostra da solução de água-brometo de lítio disponível no LaAR. Em seguida, dividiu-se a massa total de solução pelo valor lido da massa específica ( $\rho = 1630 \text{ kg/m}^3$ ), determinando-se assim o volume total de 20,3 l a ser adicionado à bancada.

A bancada foi evacuada e os 20,3 l da solução foram sendo gradativamente admitidos no interior da bancada, por diferença de pressão e com o auxílio do registro localizado no dreno do TA. A solução admitida era naturalmente conduzida para o absorvedor. Quando o nível da solução no absorvedor atingia a parte superior do tubo de vidro, a admissão era interrompida, a BSD era ligada e a solução transferida para o gerador. À medida que a solução ia sendo transferida para o gerador, o nível de solução no absorvedor ia descendo até seu completo esgotamento. A partir desse instante o controle de nível se dava pelo visor de nível do TA. Quando era atingida a metade do nível do TA, a BSD era desligada e o processo de admissão do restante da solução era retomado.

#### 5.4.2 Aumento da concentração



O processo para se aumentar a concentração da solução para o valor de projeto ( $x = 62,4\%$ ) constou de aquecer a solução no gerador até seu ponto de ebulição, enquanto o vapor d'água separado era continuamente removido da bancada pela BV. Para se abreviar esse processo, as bombas de solução (BSD e BSC) foram mantidas ligadas, para que o escoamento da solução sobre a superfície externa do tubo de cobre do absorvedor aumentasse a superfície livre da solução exposta ao vácuo, e simultaneamente intensificasse a agitação mecânica. O acompanhamento do valor da massa específica indicado no visor do TRD e da temperatura da solução de água-brometo de lítio à saída do TCsol ( $T_5$ ) permitiam determinar o valor da concentração em tempo real.

Alguns aspectos de caráter prático, porém, mereceram atenção. O primeiro foi quanto às bombas de solução. O material da carcaça e do rotor das bombas é de polipropileno para resistir a ataques químicos, porém tal material, segundo o fabricante das mesmas, limita sua temperatura de operação a  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . Houve então a necessidade de se prever as temperaturas da solução durante o processo. Para isso foi desenvolvido um programa que permitiu determinar o valor da pressão ( $P_{\text{abs}} < 1,6\text{ kPa}$ ) a ser mantida na bancada, para que a solução não tivesse sua temperatura excedida daquele limite. Complementarmente, o programa determina o volume de água removido ao final do processo (3,3 l). A listagem do programa consta no Apêndice A.

Outro aspecto que mereceu aprofundamento de análise foi quanto ao DRU. O receptáculo no interior do DRU, responsável por reter o vapor d'água removido, foi projetado para as condições de projeto, quando a produção de condensado é mínima. A quantidade de condensado produzida durante o processo de aumento de concentração (3,3 l) excede a capacidade de armazenamento do DRU. A solução prevista para contornar essa situação constou de se purgar periodicamente o receptáculo ao longo do processo. Para isso basta fechar o registro localizado à entrada do DRU, fechar o registro do manifold que comunica com o manômetro em U e fechar os registros de admissão da BV, para em seguida pressurizar com nitrogênio o trecho isolado e abrir o dreno do receptáculo do DRU. Assim, o condensado acumulado é expelido. Para tanto, foi feita uma modificação na montagem anteriormente indicada na Fig. 5.1, com a instalação de um Tê na tubulação de vácuo, após o DRU, e a conexão de uma das mangueiras do manifold à saída de um cilindro de nitrogênio. Essa nova montagem, que se manteve ao longo da realização dos ensaios subsequentes, é apresentada de forma esquemática na Fig. 5.10.

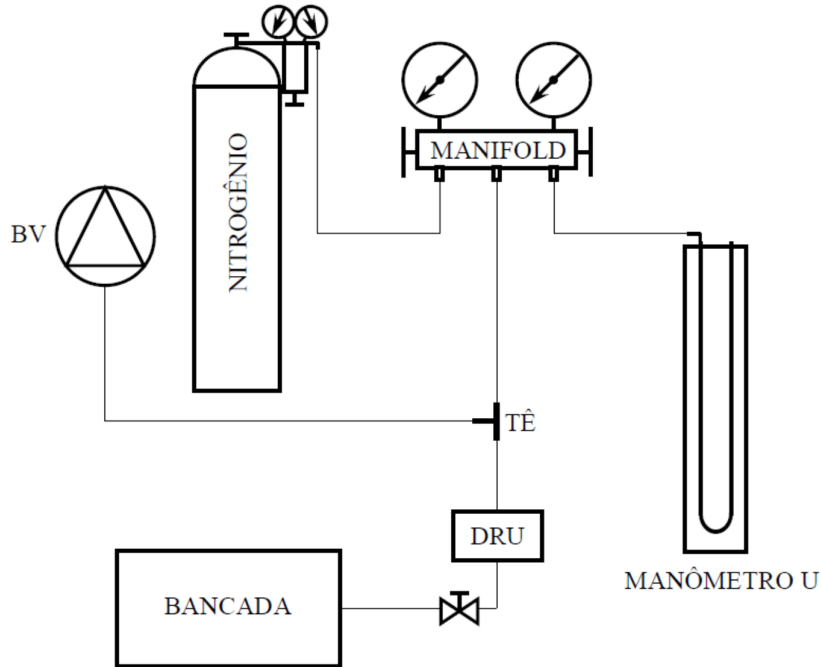


Figura 5.10. Esquema montagem para ensaios da bancada.

Foi utilizada solução de água com gelo como agente de condensação no DRU. Apesar de eficiente, a temperatura da solução de água e gelo se elevava em pouco tempo o que exigia intervenções frequentes com a adição de gelo na solução. Outra ocorrência verificada era o aumento de pressão da bancada, sugerindo que a BV estivesse aspirando algum vapor d'água, possivelmente produzido pelo condensado retido no DRU, apontando para a necessidade de se utilizar um agente de condensação de baixa temperatura.

A utilização de nitrogênio líquido como agente de condensação do DRU foi a segunda alternativa adotada. Porém, sua utilização não se mostrou prática. O nitrogênio líquido produzido no Instituto de Física da UnB, e transferido para um recipiente apropriado era transportado para armazenamento no LaAR. A sua manipulação se mostrou trabalhosa e perigosa. Além disso, o congelamento do condensado retido no DRU provocou a obstrução da tubulação de vácuo e conseqüentemente a interrupção do processo. Tal situação apontou para a necessidade de se rever o projeto do DRU. Assim, foi projetado e construído um novo dispositivo, baseado em equipamentos semelhantes aos utilizados no Instituto de Biologia da UnB, adaptado aos materiais e processos construtivos disponíveis no LaAR. O projeto detalhado do novo DRU consta no Apêndice E.

O novo DRU foi montado externamente à bancada em série com o DRU original, conforme indicado na Fig. 5.11.

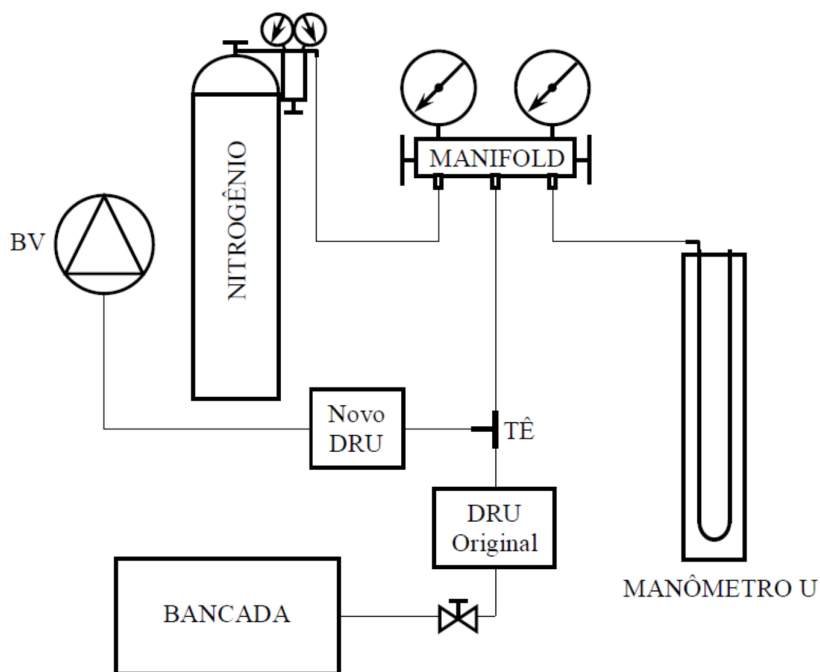


Figura 5.11. Esquema da montagem definitiva para os ensaios com solução de água-brometo de lítio.

Uma solução de gelo seco com álcool isopropílico foi utilizada no novo DRU, como agente de condensação. Porém, devido a dificuldades de obtenção do álcool isopropílico em Brasília, este foi substituído por álcool etílico hidratado 92,8 ° INPM, mais barato e de fácil obtenção. O DRU original, num primeiro momento, serviu apenas como região de passagem do vapor d'água. Porém, se verificou posteriormente que com a utilização de um agente de condensação (solução de água e gelo) no mesmo, simultaneamente à utilização de gelo seco e álcool no novo DRU, o processo de remoção do vapor d'água era intensificado, além de se conseguir manter o vácuo na bancada próximo do valor de projeto.

O acompanhamento da evolução do valor da concentração da solução de água-brometo se deu por leituras no visor do TRD e pelos valores de corrente repassados ao SAD. Contudo tal acompanhamento não se tratou de tarefa simples. O visor do TRD indicava, na maior parte do tempo, valores de massa específica completamente

discrepantes entremeados com a indicação de valores coerentes, o mesmo se reproduzindo com os valores de corrente repassados ao SAD. Uma investigação sobre essa inconsistência levou à hipótese de estar passando pelo TRD uma mistura de solução líquida com vapor d'água. Água contida na solução, a uma alta temperatura ( $\sim 60^{\circ}\text{C}$ ) para a pressão absoluta reinante ( $\sim 1,5$  kPa), evapora no interior do TRP devido às perdas de pressão adicionais nos elementos sensores do aparelho. Tal hipótese foi confirmada a partir de variações nos valores de pressão na bancada. Ao se elevar o valor da pressão (absoluta) na bancada, a indicação de leitura no visor do TRP e os respectivos valores de corrente repassados ao SAD se estabilizam e apresentam valores coerentes. Analisadas as alternativas para se aumentar a concentração da solução e considerando as dificuldades advindas destas, concluiu-se por se conviver com essa situação de leituras do TRD.

Durante o processo de aumento da concentração, a  $BA_{arr}$  foi mantida ligada para forçar a circulação de água fria ( $29^{\circ}\text{C}$ ) pelo tubo de cobre do absorvedor e pelo condensador. Tal decisão se mostrou oportuna, pois parte do vapor produzido no gerador condensava no condensador e vinha se depositar no evaporador, reduzindo as intervenções de purga do DRU. Contudo ao se atingir o valor de concentração de 62%, equivalente a uma corrente de 18 mA, a solução iniciou a cristalizar sobre o tubo de cobre do absorvedor. Uma rápida intervenção reverteu o processo. Tal ocorrência serviu para balizar os limites dos procedimentos para aumento da concentração, e indicou a necessidade de se aumentar a temperatura da água de arrefecimento circulante para um valor acima de  $30,8^{\circ}\text{C}$ , uma vez atingidos aqueles limites.

#### **5.4.3 Estabilização e ajuste às condições de projeto**

Vencida a etapa de aumento da concentração, o próximo passo constou de se ajustar os parâmetros operacionais da bancada às condições de projeto.

Os valores de vazão, a serem ajustados nos rotâmetros, são:

Vazão de solução concentrada: 41,27 l/h;

Vazão de solução diluída: 43,95 l/h;

Vazão de água de arrefecimento no absorvedor: 217 l/h;

Vazão de água de arrefecimento no condensador: 217 l/h.

O valor de vazão de solução diluída depende da taxa de absorção de vapor d'água pela solução que escoar no absorvedor. O valor acima é um valor inicial a ser ajustado no rotâmetro. Seu valor definitivo depende da estabilização do nível de solução no TA, que indica que o sistema atingiu o equilíbrio.

Os valores de corrente a serem informados pelos TRP dependem dos valores da pressão atmosférica no momento da realização dos ensaios. Porém, partindo-se de histórico de valores de leituras no barômetro localizado no Bloco G da FT da UnB, e aplicando-se as correções conforme as Eq. (5.2) e (5.3), foi possível prever os seguintes valores:

Pressão de alta (10 kPa): 8,3 mA; e

Pressão de baixa (1,3 kPa): 4,97 mA.

Algumas temperaturas foram alvo de maior interesse para acompanhamento, pois seu valor podia determinar a necessidade de eventual intervenção durante os ensaios, como ajustes na potência dissipada da resistência do gerador e na VMT, por exemplo. São elas:

$T_1 = 46 \text{ °C}$ ;  $T_4 = 96,5 \text{ °C}$ ;  $T_5 = 63,3 \text{ °C}$ ;  $T_6 = 55 \text{ °C}$ ; e  $T_{13} = 35 \text{ °C}$

O acompanhamento dos valores de massa específica, temperatura e de pressão se deu pela tela do programa do SAD.

As primeiras tentativas de ensaios se mostraram improdutivas, uma vez que os valores das pressões não se comportavam conforme o esperado. Foram constatadas significativas perturbações nos sinais do TRD e dos TRP. Uma investigação sobre a origem dessas perturbações apontou para uma possível falta de “blindagem” contra ruídos eletromagnéticos e deficiência no aterramento do SAD. A substituição das fontes de alimentação por uma fonte regulada e a substituição dos cabos de conexão por cabos próprios para instrumentação, dotados de blindagem eletrostática, resolveu o problema.

#### 5.4.3.1 Cristalização

Enquanto se investigava a variação no diferencial das pressões em função de mudanças na abertura da VEX, a solução cristalizou. A cristalização atingiu todo o circuito da solução, levando à completa paralisação da circulação de solução na bancada e à interrupção dos ensaios. A Fig. 5.12 mostra a solução cristalizada no interior do gerador, dando uma dimensão da sua severidade.

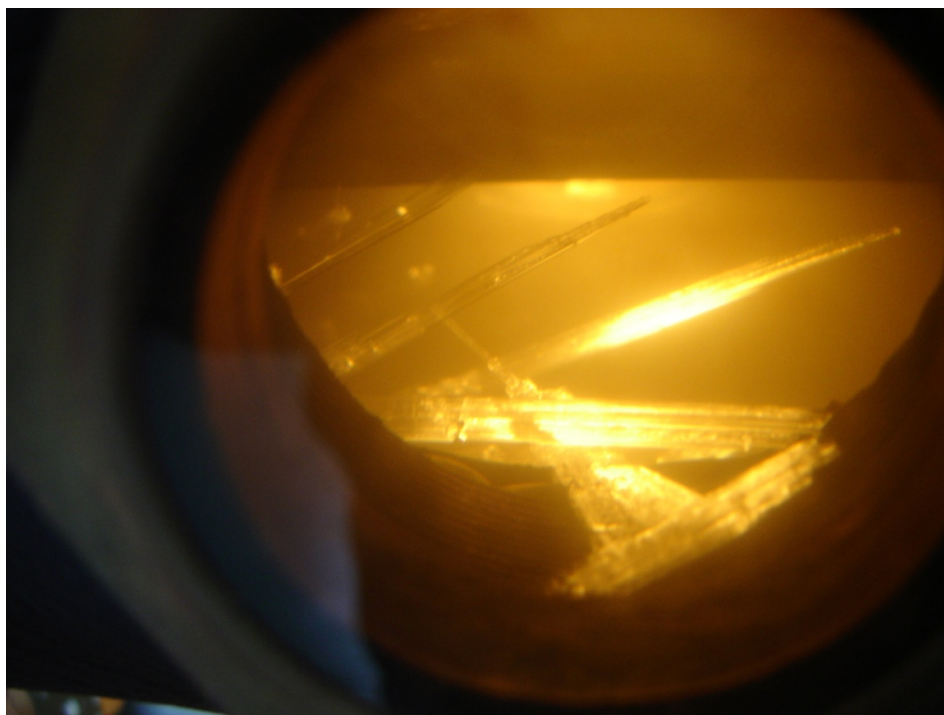


Figura 5.12. Detalhe de cristais na solução cristalizada nos visores do gerador.

Verificou-se que a cristalização se inicia pela região de contato entre a solução e as superfícies dos equipamentos e tubulações, cujos locais, normalmente mais frios, eventualmente atingem uma temperatura abaixo do limite de solubilidade da solução. No caso de equipamentos com maior volume, como é o caso do gerador e do TA, a cristalização se limitava às superfícies sem isolamento térmico, como é o caso da solução cristalizada na região dos visores mostrada na Fig. 5.12, e locais aonde se estabeleciam pontes térmicas, como a superfície dos elementos da resistência. Já no caso das bombas de solução, tubulações, rotâmetros e TCsol, desprovidos de isolamento térmico, a cristalização progrediu para toda a seção após o esfriamento da bancada.

A primeira providência para se reverter a cristalização foi aquecer a superfície da tubulação, do TCsol e do TRD, por meio de resistências elétricas flexíveis de silicone com dissipação de 25 W/m. Simultaneamente, água aquecida ( $\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) era circulada pelo tubo de cobre do absorvedor e a resistência do gerador mantida ligada. À medida que a temperatura da solução no interior do gerador subia, os cristais iam se dissolvendo. Atingida a temperatura de  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , as resistências foram desligadas, o vácuo foi quebrado e a tubulação à saída do TCsol (trecho 5) foi desconectada do circuito. Com auxílio de uma

seringa, água aquecida (~ 40 °C) foi utilizada para dissolver “tampão” de solução cristalizada e permitir a drenagem da solução concentrada do TCsol e do gerador para armazenamento em bombonas de plástico.

A BSC foi desconectada da bancada e, com o artifício da seringa e água aquecida, seu rotor foi liberado.

Os registros à entrada e à saída dos rotômetros foram fechados e os mesmos sacados da bancada. Em seguida água aquecida foi vertida em seu interior para dissolver os cristais e liberar seus flutuadores.

Na sequência, a BSC e os rotômetros foram reconectados ao circuito e adicionada água ao gerador. As resistências flexíveis e a do gerador foram religadas para aquecimento da água e da solução cristalizada ainda retida nos demais trechos de tubulação e TRD.

Atingida a temperatura de 60 °C as bombas de solução foram religadas. A variação do nível dos flutuadores, em resposta às regulagens dos registros dos rotômetros, era o indicador de que havia circulação de água aquecida no circuito e não mais havia solução cristalizada na bancada.

Ao final desse processo a água foi drenada e resíduos foram removidos do filtro Y localizado a montante da VRP. Em seguida a bancada foi evacuada e solução, previamente diluída, readmitida em seu interior.

#### **5.4.4 Ensaios**

A partir da ocorrência de cristalização, as resistências flexíveis foram mantidas em caráter definitivo, em todo o circuito de solução, e foi aplicado isolamento térmico nas tubulações.

Em virtude de se considerar os valores de pressão incoerentes com os valores esperados, durante a realização dos ensaios iniciais, os TRP foram testados para avaliar sua estabilidade de funcionamento. Os mesmos foram desconectados dos seus locais originais e montados por meio de um Tê, inicialmente no gerador e posteriormente no evaporador. Ensaios de comportamento dos valores de corrente fornecidos pelos TRP foram feitos, evacuando-se bancada e quebrando-se o vácuo, em seguida, até à pressão atmosférica. Posteriormente, os TRP foram desconectados da bancada e os valores de corrente informados para a pressão atmosférica foram comparados com valores fornecidos para os TRP conectados. Não se constatou discrepâncias entre os valores, se concluindo que as

supostas incoerências eram causadas pelas perturbações nos sinais, problema anteriormente solucionado com a substituição dos cabos e a utilização da fonte controlada. Assim, os TRP foram reconectados aos seus locais originais na bancada para a retomada dos ensaios.

As análises de resultados de ensaios subsequentes sugeriram que alguns daqueles estados termodinâmicos pré-assumidos na Tab. 4.2 não estivessem ocorrendo. A investigação para se determinar esses estados apontou para a necessidade de se conhecer a taxa d'água de arrefecimento no condensador ( $\dot{m}_{15}$ ). Por não se dispor de medidor de vazão específico para o condensador, a solução encontrada foi medir a vazão total d'água de arrefecimento na  $BA_{arr}$ . Assim, manômetros foram instalados nas esperas previstas na sua aspiração e recalque, conforme esquema indicado na Fig. 5.13.

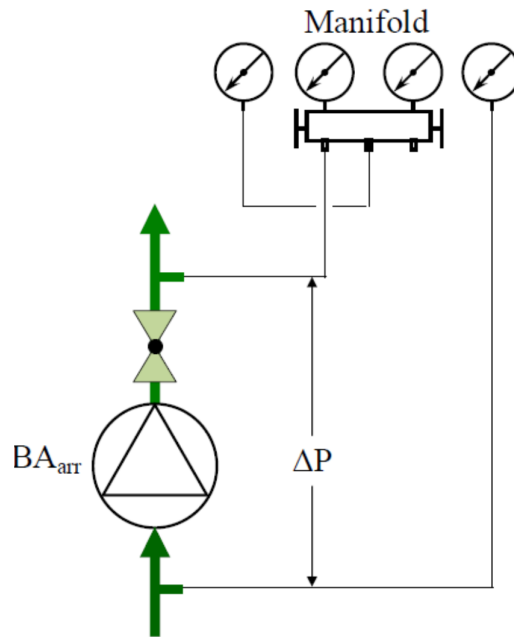


Figura 5.13. Esquema para medição de vazão d'água na  $BA_{arr}$ .

O registro à saída do condensador foi fechado e a VMT ajustada de forma que todo o fluxo de água se desse pelo tubo de cobre do absorvedor e pelo TCarr. Foram determinados os  $\Delta P$  para os seguintes valores de vazões controlados pelo rotâmetro do absorvedor: 0; 50; 100; 150; 200; 250; e 300 l/h. A partir dos valores ensaiados, associados com dados tabelados do fabricante da  $BA_{arr}$ , foi possível determinar a curva da bomba para uma faixa de vazão além daquela ensaiada, conforme apresentado na Fig. 5.14.



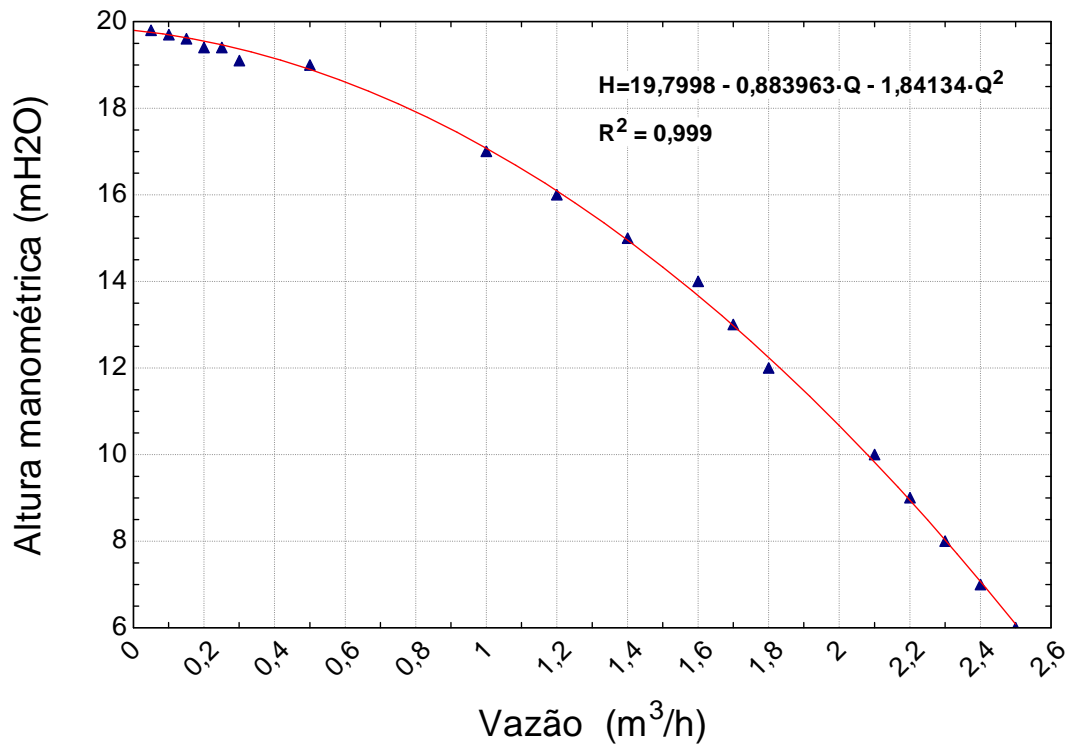


Figura 5.14. Curva da BA<sub>arr</sub> – BCR 2000 1/3 CV – Schneider.

## 5.5 RESULTADOS

O modelo original utilizado para dimensionamento da bancada foi acrescido das equações da curva da bomba indicada na Fig. 5.14, das relações de transferência de calor e de massa, para utilização nos ensaios, e das incertezas associadas com as variáveis medidas. O modelo contendo os dados de ensaios é apresentado no Apêndice A, item A.16. Os resultados do ensaio são apresentados nas Tab. 5.8 e 5.9.

Tabela 5.8. Condições operacionais obtidas em ensaio.

Trecho	<b><i>h</i></b> kJ/kg		<b><i>m</i></b> kg/s		<b><i>P</i></b> kPa		<b><i>Título</i></b>		<b><i>T</i></b> °C		<b><i>x</i></b> % LiBr	
	Ensaio	Projeto	Ensaio	Projeto	Ensaio	Projeto	Ensaio	Projeto	Ensaio	Projeto	Ensaio	Projeto
<b>Circuito da solução</b>												
<b>1</b>	132,6	127,3	0,02085	0,0208	1,60	1,3			<b>43,4</b>	46,0	0,613	0,60
<b>2</b>	132,6	127,3	0,02085	0,0208	5,60	10			<b>42,2</b>	46,0	0,613	0,60
<b>3</b>	193,2	186,6	0,02085	0,0208	5,60	10			<b>68,4</b>	76,74	0,613	0,60
<b>4</b>	218,8	234,5	0,02097	0,02	5,60	10			<b>90,3</b>	96,47	0,609	0,624
<b>5</b>	158,5	172,8	0,02097	0,02	5,60	10			<b>58,8</b>	63,33	0,609	0,624
<b>6</b>	158,5	172,8	0,02097	0,02	1,60	1,3			<b>54,8</b>	55,0	0,610	0,624
<b>Circuito de refrigerante</b>												
<b>7</b>	2578	2670	-0,0001236	0,0008	<b>5,60</b>	10			41,9	90,79		
<b>8</b>	3761	191,8	-0,0001236	0,0008	5,60	10	Superaq.	0,0	624,7	45,81		
<b>9</b>	3761	191,8	-0,0001236	0,0008	1,60	1,3	Superaq.		624,7	10,85		
<b>10</b>	2527	2521	-0,0001236	0,0008	<b>1,60</b>	1,3	Superaq.	1,0	<b>29,8</b>	10,85		
<b>Circuito da água de arrefecimento</b>												
<b>11</b>	149,7		0,4094		99,56				<b>35,7</b>	44,59		
<b>12</b>	148,3		0,4094		29,00				<b>35,4</b>	35,0		
<b>13</b>	148,4	143,7	0,05935		143,19				<b>35,4</b>	35,0		
<b>14</b>	152,6	193,8	0,05935		143,16				<b>36,4</b>	46,27		
<b>15</b>	148,4		0,35		143,19				<b>35,4</b>	35,0		
<b>16</b>	148,8		0,35		108,22				<b>35,5</b>	42,91		
<b>17</b>	148,4		0,4094		155,00				<b>35,4</b>	35,0		

Tabela 5.9. Taxas de calor e outros indicadores para análise de eficiência.

$q_a = 0,25 \pm 0,07 \text{ kW}$	$q_c = 0,1 \pm 0,4 \text{ kW}$	$q_e = 0,2 \pm 0,4 \text{ kW}$
$q_a'' = 4 \pm 1 \text{ kW/m}^2$	$q_g = 0,24 \pm 0,07 \text{ kW}$	$q_{TCarr} = 0,5 \pm 0,5 \text{ kW}$
$q_{TCsol} = 1,26 \pm 0,01 \text{ kW}$	$\epsilon_{TCsol} = 0,655$	$COP = 0,632$
$\dot{W}_{bsd} = 0,00012 \pm 0,00002 \text{ kW}$		

Os valores em negrito na Tab. 5.8 foram obtidos diretamente de leituras, os demais valores foram calculados, depois de atingida a estabilização das temperaturas da solução.

Os valores retornados pelo modelo para os trechos relativos ao circuito de refrigerante apresentam algumas inconsistências. Os valores de taxa de massa calculados sugerem que não se conseguiu estabelecer um fluxo de vapor d'água por aquele circuito. O baixo valor de  $P_7$  atingido no ensaio seria insuficiente para vencer o  $\Delta P$  imposto pela VEX. Essa hipótese ganha força se analisarmos o gráfico de pressões obtidos no ensaio em questão, apresentado na Fig. 5.15.

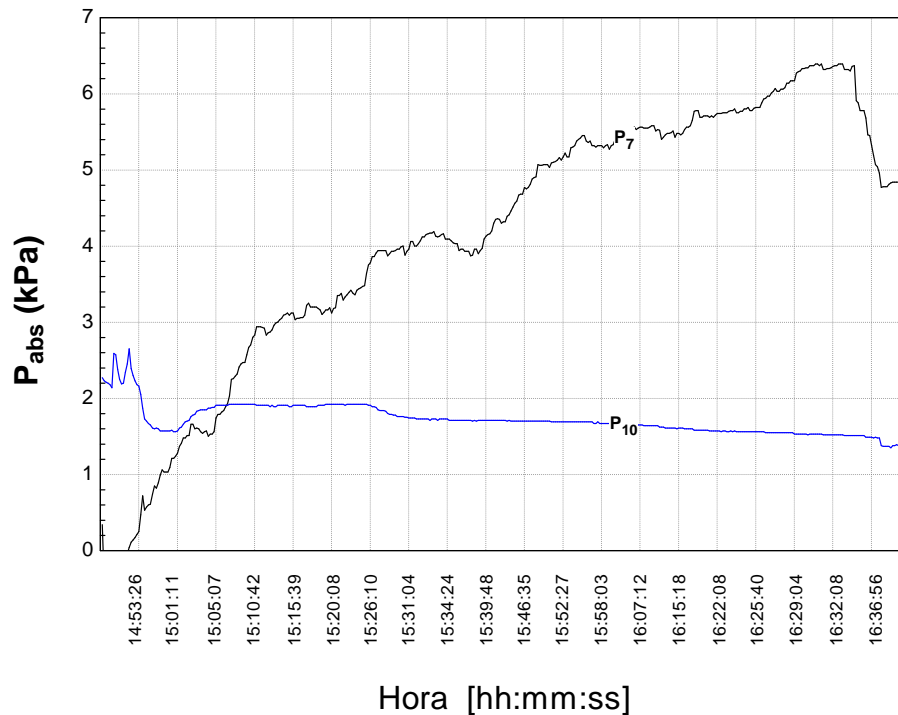


Figura 5.15. Gráfico de pressões do ensaio da bancada.

Pela análise do gráfico da Fig.5.15 observa-se que não se conseguiu atingir uma estabilização da pressão de alta do sistema e o valor máximo atingido é consideravelmente inferior ao valor de projeto.

Diferentemente do ocorrido com as pressões, as temperaturas da solução atingiram uma estabilização e foram mantidas próximas das condições de projeto, por meio de atuação no potenciômetro da resistência do gerador. A Fig. 5.16 apresenta o gráfico das temperaturas do circuito da solução.

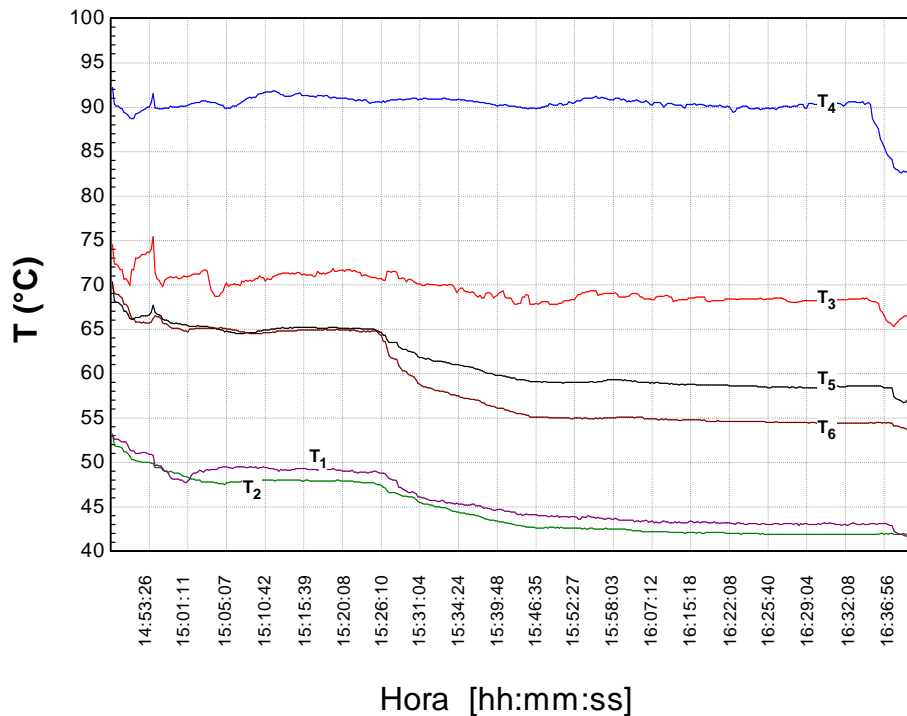


Figura 5.16. Temperaturas do circuito da solução.

Os gráficos contendo os valores das temperaturas do circuito de refrigerante e da água de arrefecimento são apresentados na Fig. 5.17. A evolução dos valores da concentração ao longo do ensaio consta na Fig. 5.18.

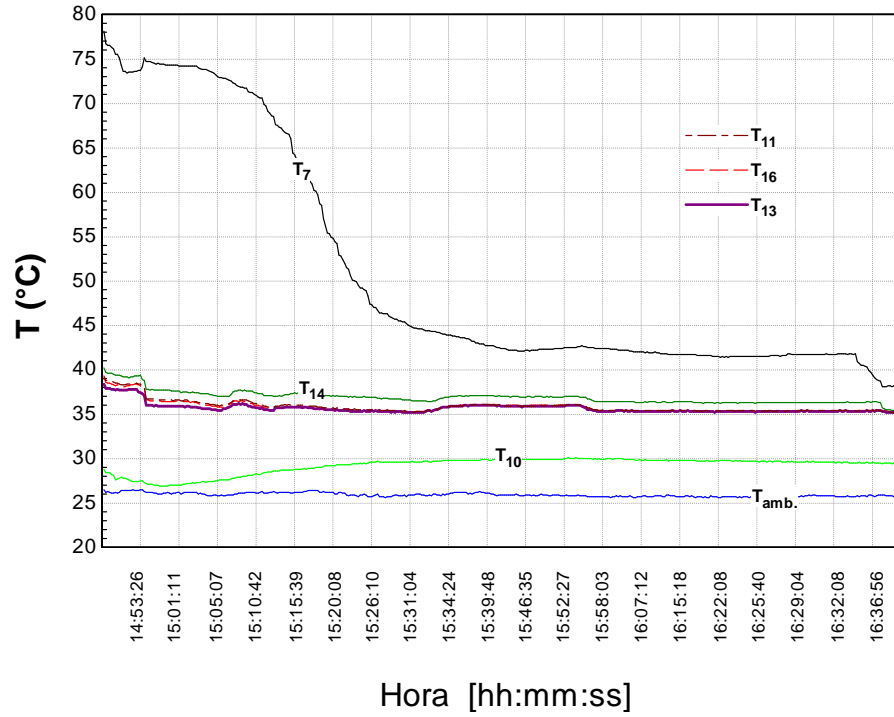


Figura 5.17. Temperaturas do circuito de refrigerante e da água de arrefecimento.

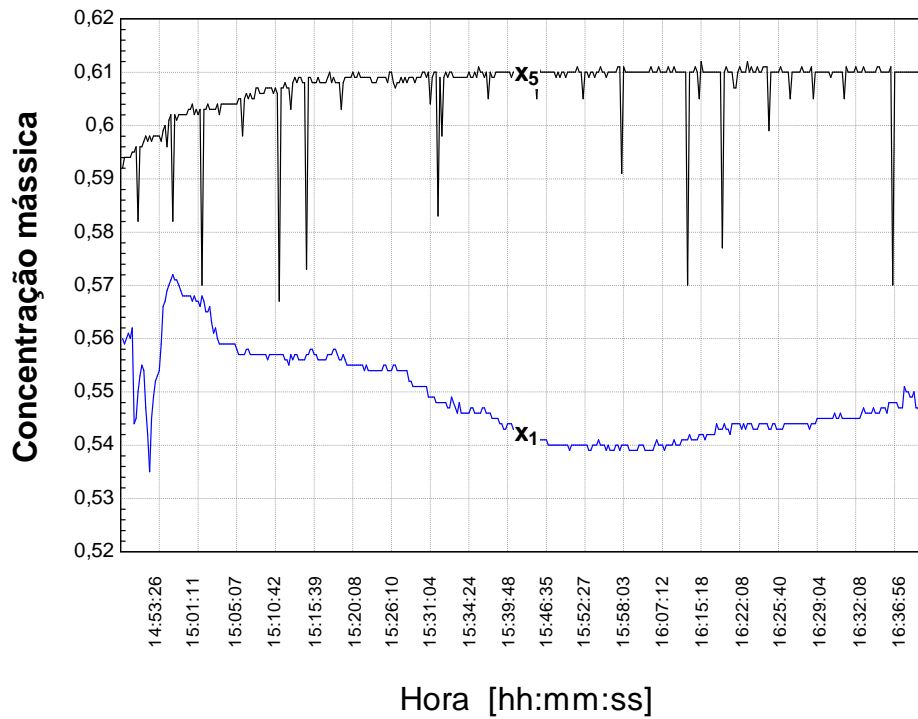


Figura 5.18. Valores de concentração da solução ao longo do ensaio.

Durante os ensaios houve a preocupação de se manter um controle estreito sobre  $T_4$ , de forma a se controlar, indiretamente, o valor de  $T_5$  ( $\leq 60$  °C) e a concentração da solução, o que poderia ter limitado atingirem-se valores de  $P_7$  superiores aos observados. Uma nova rodada de ensaios tendo como prioridade o controle das pressões e da concentração, permitindo-se que os valores de  $T_5$  possam eventualmente superar os 60 °C, poderá solucionar as inconsistências apresentadas. Outra possibilidade poderá ser a substituição da VEX por um tubo capilar ou por um orifício calibrado, conforme os modelos de dimensionamento constantes no Apêndice A. Seja qual for a solução adotada, constatamos a necessidade de se medir  $x_1$ , ao invés de assumir sua condição como a de equilíbrio. Nesse sentido a bancada deverá ser dotada de outro TRD ou então de dispositivo que permita colher amostra durante a realização dos novos ensaios.

Algumas incertezas constantes na Tab. 5.9 são muito elevadas em relação à grandeza de interesse, como é o caso de  $q_c$ ,  $q_e$  e  $q_{TCarr}$ . A origem desse fato está no pequeno  $\Delta T$  atingido no ensaio (Rose, 2004), uma vez que as incertezas das temperaturas medidas são da mesma ordem ou maiores que as incertezas dos  $\Delta T$  em si.

### 5.5.1 Formação do filme de solução

Quanto ao filme estabelecido, se verificou que o mesmo não se distribuía uniformemente sobre toda a superfície externa do tubo de cobre do absorvedor. Além disso, parte da solução ao invés de escoar sobre o tubo de cobre, escorria sob a superfície plana inferior do condicionador de fluxo e se precipitava na forma de gotas em direção ao recipiente inferior do absorvedor.

Constatou-se que a origem da descontinuidade era a falta de concentricidade entre o condicionador de fluxo localizado no recipiente superior do absorvedor e o tubo de cobre. Observações da região estabelecida para passagem da solução, entre o condicionador de fluxo e a superfície externa do tubo de cobre, indicaram pontos com inexistência de escoamento.

O projeto e os processos de fabricação empregados não conseguiram garantir a concentricidade exigida, tampouco foi prevista a necessidade de se adotar uma forma cônica da superfície inferior do condicionador de forma a evitar o efeito capilar naquela região.

A Fig. 5.19 mostra o tubo de cobre do absorvedor onde é possível perceber um filme irregular, não uniforme, caracterizando uma região seca, uma região úmida (coberta pelo filme) e a fronteira entre as duas regiões indicada pela linha tracejada.



Figura 5.19. Foto do tubo de cobre do absorvedor, com indicação do filme estabelecido, para uma vazão de solução de 50 l/h.

### 5.5.2 Correlações de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor do filme é definido por

$$h_f = \left[ \frac{1}{U} - \ln \left( \frac{D_e}{D_i} \right) \frac{D_e}{2k_{Cu}} - \frac{1}{h_i} \frac{D_e}{D_i} \right]^{-1} \quad (5.6)$$

onde  $D_e$  e  $D_i$  são os diâmetros externo e interno do tubo, respectivamente;  $h_i$  é o coeficiente interno de transferência de calor por convecção do tubo do absorvedor, determinado experimentalmente (Método de Wilson); e  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor para o absorvedor, definido em termos da taxa de calor no absorvedor e do gradiente máximo de temperatura, como

$$U = \frac{q_a}{A_e \Delta T_{máx}} = \frac{q_a}{\pi D_e L (T_6 - T_{13})} \quad (5.7)$$

onde  $L$  é o comprimento do tubo do absorvedor,  $T_6$  a temperatura da solução à entrada do absorvedor e  $T_{13}$  a temperatura da água de arrefecimento entrando no absorvedor. A taxa de calor no absorvedor é determinada a partir de

$$q_a = \dot{m}_{13} cp_{\text{água}} (T_{14} - T_{13}) \quad (5.8)$$

onde  $T_{14}$  é a temperatura da água de arrefecimento na saída do absorvedor;  $cp_{\text{água}}$  é o calor específico da água de arrefecimento, para as condições médias.

Por extensão, Nusselt é definido como

$$Nu = \frac{h_f D_e}{k_f} \quad (5.9)$$

Essa forma de definir  $Nu$  com base no gradiente máximo de temperatura, leva em consideração os efeitos da temperatura do líquido de arrefecimento ( $T_{13}$ ), a pressão no absorvedor ( $P_{10}$ ) e a concentração da solução entrando no absorvedor ( $x_6$ ) (Miller, 1998).

A partir daí, correlações de  $Nu$  em função de Reynolds relacionado ao filme (Eq. 2.6) podem ser obtidas.

Para as condições ensaiadas, temos os seguintes dados e resultados:



1. Dados - leituras extraídas da bancada:
  - a. Temperaturas solução (°C):  $T_1$  até  $T_6$ ;
  - b. Temperaturas refrigerantes (°C):  $T_7$  e  $T_{10}$ ;
  - c. Temperaturas água arrefecimento (°C):  $T_{13}$ ,  $T_{14}$  e  $T_{16}$ ;
  - d. Pressões manométricas (mmHg):  $P_7$  e  $P_{10}$ ;
  - e. Vazão solução (l/h):  $V_{z5}$ ;
  - f. Vazão água arrefecimento no absorvedor (l/h):  $V_{z13}$ ;
  - g. Massa específica solução à saída do TC<sub>sol</sub> (kg/m<sup>3</sup>):  $\rho_5$ .
2. Dados adicionais:
  - a. Dados físicos do tubo do absorvedor (m);
  - b. Aceleração gravidade local (m/s<sup>2</sup>);
  - c. Pressão atmosférica local (mmHg);
  - d. Temperatura de escala do barômetro (°C);
  - e. Constante  $C_2$  (kW/m<sup>2</sup>.C) – Método de Wilson (A.13)
3. Desenvolvimento (valores de algumas variáveis podem ser obtidos a partir da Tab. 5.8) – Modelo ciclo (A.16):
  - a. Determina  $x_5$ :  $\rho_5 = \mathbf{rho}_{LiBrH_2O}(T_5; \mathbf{x}_5)$ ;
  - b. Determina  $x_6$ : Call  $\mathbf{Q}_{LiBrH_2O}(h_6; P_6; x_5; T_{it6}; T_{eq6}; \mathbf{x}_6)$ ;
  - c. Determina  $\dot{m}_5$  e  $\dot{m}_6$ :
    - i.  $V_{z5} \cdot \left| 2,77778 \times 10^7 \frac{m^3/s}{l/h} \right| = \frac{\dot{m}_5}{\rho_5}$ ;
    - ii.  $\dot{m}_5 = \dot{m}_6$  (Balanço de massa global na VRP);
  - d. Determina  $\dot{m}_{10}$  e  $\dot{m}_1$  (Absorvedor):
    - i.  $\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 - \dot{m}_6$  (Balanço de massa global);
    - ii.  $q_a = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6 - \dot{m}_1h_1$  (Balanço de energia);

A Tabela 5.10 apresenta alguns resultados de interesse que permitem determinar correlações de transferência de calor, a partir das condições obtidas na bancada durante os ensaios.

Tabela 5.10. Grandezas utilizadas na determinação de correlações de transferência de calor.

$\dot{m}_6$	$U$	$h_i$	$h_f$	$Re_f$	$Nu$
kg/s	kW/m <sup>2</sup> .°C	kW/m <sup>2</sup> .°C	kW/m <sup>2</sup> .°C		
0,021	0,183	1,104	0,225	243	11,81

Um estudo paramétrico da vazão de solução no absorvedor permite estabelecer os valores constantes na Tab. 5.11.

Tabela 5.11. Estudo paramétrico da vazão de solução para obtenção de correlações de transferência de calor.

$Vz_5$	$\dot{m}_6$	$Re_f$	$Nu$
l/h	kg/s		
40	0,019	221	11,810
44	0,021	243	11,812
48	0,023	264	11,813
52	0,025	286	11,814
56	0,027	308	11,815
60	0,029	330	11,816
64	0,031	351	11,817
68	0,032	373	11,817
72	0,034	395	11,818
76	0,036	417	11,818

### 5.5.3 Correlações de transferência de massa

Com base no balanço de massa das espécies, a taxa de refrigerante absorvido é definida por,

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_6 (x_6 - x_1)}{x_1} \quad (5.10)$$

Porém,  $x_1 = f(\rho_1, T_1)$ , ou seja, para se determinar  $x_1$  há que se medir a massa específica da solução na saída do absorvedor ( $\rho_1$ ).

A taxa de transferência de massa ( $\dot{m}_{10}$ ) pode ser expressa, segundo Miller (1998), em termos da concentração molar de água na solução por,

$$\dot{m}_{10} = \bar{h}_m A_e M (C_{eq} - C) \quad (5.11)$$

onde  $C_{eq}$  é a concentração molar da água na condição de equilíbrio, em kmol/m<sup>3</sup>, valor esse verificado na interface entre o vapor d'água e a solução na entrada do absorvedor, segundo

$$C_{eq} = (1 - x_6) \frac{\rho_{sol}}{M} \quad (5.12)$$

onde  $M$  é a massa molar da água (18,02 kg/kmol) e  $\rho_{sol}$  é a massa específica média da solução no absorvedor (Miller, 1998);  $C$  é a concentração molar da água na solução à saída do absorvedor, obtida a partir do balanço de massa das espécies segundo

$$C = \frac{\rho_{sol}}{M} \left[ \frac{\dot{m}_6 (1 - x_6) + \dot{m}_{10}}{\dot{m}_6 + \dot{m}_{10}} \right] \quad (5.13)$$

O coeficiente médio de transferência de massa, expresso em m/s, pode então ser determinado por,

$$\bar{h}_m = \frac{\dot{m}_{10}}{A_e M (C_{eq} - C)} \quad (5.14)$$

Por extensão, o número de Sherwood é calculado por meio de,

$$Sh = \frac{\bar{h}_m D_e}{D_{AB}} \quad (5.15)$$

O valor do coeficiente de difusividade ( $D_{AB}$ ) é obtido a partir da Eq. (2.22).

Correlações de  $Sh$  em função de Reynolds relacionado ao filme (Eq. 2.6) podem então ser obtidas.

Para as condições ensaiadas, temos os seguintes dados e resultados:

1. Dados (conforme item 5.5.2):
2. Desenvolvimento (valores de algumas variáveis podem ser obtidos a partir da Tab. 5.8) – Modelo ciclo (A.16):
  - a. Determina  $\rho_{sol}$ :  $\rho_{sol} = \mathbf{rho}_{LiBrH2O}$  [Average ( $T_6; T_1$ ); Average ( $x_6 ; x_1$ )];
  - b. Determina  $x_I$ :  $\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 (x_6 - x_I / x_I)$  Balanço de massa das espécies no Absorvedor;
  - c. Determina  $\rho_I$ :  $\rho_I = \mathbf{rho}_{LiBrH2O}$  ( $T_1$ ;  $x_1$ );

A Tabela 5.12 apresenta alguns resultados de interesse que permitem determinar correlações de transferência de massa, a partir das condições obtidas na bancada durante os ensaios.

Tabela 5.12. Grandezas utilizadas na determinação de correlações de transferência de massa.

$\dot{m}_6$	$C_{eq}$	$C$	$h_m$	$D_{AB}$	$Re_f$	$Sh$
kg/s	kmol/m <sup>3</sup>	kmol/m <sup>3</sup>	m/s	m <sup>2</sup> /s		
0,021	37,37	37,03	0,000284	1,26 x 10 <sup>-9</sup>	243	4999

Uma análise dos valores constantes na Tab. 5.12 indica algumas discrepâncias cuja origem está na não medição da massa específica da solução à saída do absorvedor ( $\rho_I$ ),

associado com um baixo diferencial de pressões atingido no ensaio. Uma das discrepâncias está relacionada com o valor da concentração molar de água na solução ( $C$ ) que deveria ser maior que o valor da concentração molar de água na solução à entrada do absorvedor ( $C_{eq}$ ). Contudo se atingidos os valores pressões de projeto e determinada a concentração da solução ( $x_I$ ) a partir da medição de  $\rho_I$  essas discrepâncias devem desaparecer.

Um estudo paramétrico da vazão de solução no absorvedor permite estabelecer os valores constantes na Tab. 5.13.

Tabela 5.13. Estudo paramétrico da vazão de solução para obtenção de correlações de transferência de massa.

$Vz_5$	$\dot{m}_6$	$Re_f$	$Sh$
l/h	kg/s		
40	0,019	221	4548
44	0,021	243	4999
48	0,023	264	5451
52	0,025	286	5903
56	0,027	308	6355
60	0,029	330	6807
64	0,031	351	7259
68	0,032	373	7711
72	0,034	395	8162
76	0,036	417	8614

Os valores da Tab. 5.11 e da Tab. 5.13 são válidos para as seguintes condições de ensaio atingidas com a bancada:  $x_6 = 61\%$  e  $T_{I3} = 35,4$  °C.

Os valores obtidos por Miller (1998) são apresentados na Fig. 5.20.

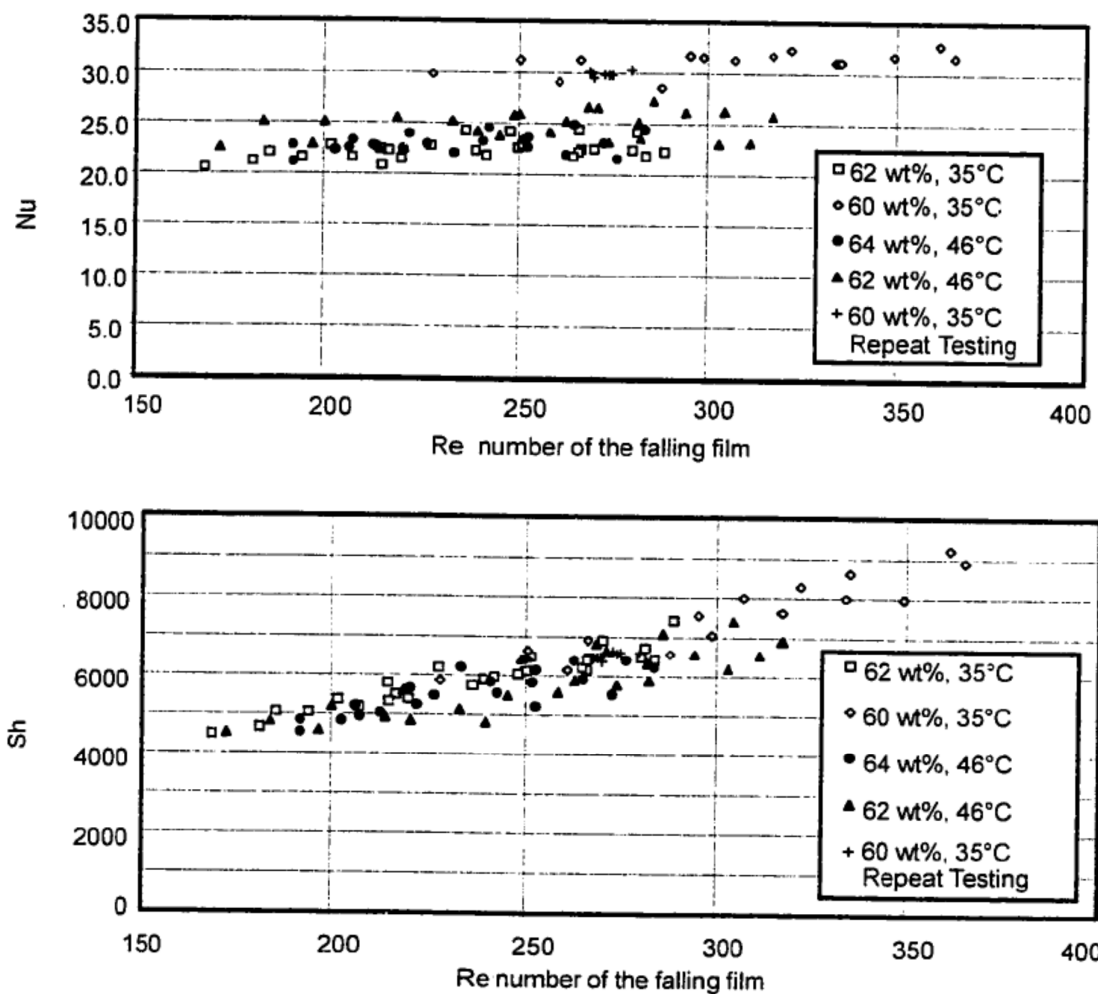


Figura 5.20. Valores de  $Nu$  e  $Sh$  obtidos por Miller (1998)

Comparando-se os valores da Tab. 5.11 e Tab. 5.13 com os valores obtidos por Miller (1998), se pode observar o seguinte:

- a) Os valores de  $Nu$  obtidos guardam a mesma tendência de variar pouco com a variação de  $Re_f$ ;
- b) A faixa de valores obtidos para  $Sh$  (4500 a 8600) é similar à faixa de valores obtida por Miller (4200 a 9000);
- c) Existe uma diferença de 60,6% entre o valor da Tab. 5.11 para  $Re_f = 275$  e o valor obtido por Miller ( $Nu = 30$ );

- d) Existe uma diferença de 23,1% entre o valor da Tab. 5.13 para  $Re_f=275$  e o valor obtido por Miller ( $Sh = 6500$ ).

A diferença observada para  $Nu$  tem como origem: os valores de pressão atingidos com a bancada; a determinação de  $x_1$  a partir de estimativa baseada em balanço de massa e não a partir da medição de  $\rho_1$ ; e o não estabelecimento do filme sobre toda a superfície do tubo de cobre no absorvedor, conforme apontado no item 5.5.1.

## 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Foi apresentada uma proposta de metodologia experimental para obtenção de correlações de transferência de calor e massa no processo de absorção do vapor d'água por filmes verticais descendentes de água-brometo de lítio.

A metodologia proposta englobou:

1. o projeto e construção de uma bancada experimental, que reproduz um sistema de refrigeração de simples efeito empregando solução de água-brometo de lítio como fluido de trabalho;
2. desenvolvimento de um modelo matemático que permite determinar as taxas de calor entrando e saindo do ciclo, as taxas de massa, propriedades termodinâmicas e de transporte das substâncias, bem como o coeficiente de performance;
3. desenvolvimento de um modelo para determinação do coeficiente médio de transferência de calor por convecção da superfície interna ( $\bar{h}_i$ ) do tubo de cobre do absorvedor baseado na metodologia gráfica de Wilson, e, acessoriamente;
4. rotinas de cálculo para dimensionamento dos equipamentos principais e auxiliares que compõem o ciclo de refrigeração por absorção.

A bancada construída é dotada de recursos que permitem a realização de estudos paramétricos envolvendo a variação da vazão de solução concentrada, a variação de pressão no gerador, a temperatura e vazão do fluido de arrefecimento, bem como variações de energia térmica no evaporador e no gerador.

Os valores de  $\bar{h}_i$  obtidos nos ensaios foram correlacionados com o  $Re$  interno ao tubo de cobre do absorvedor e comparados com os valores de correlações clássicas disponíveis na literatura. Os resultados indicaram que os procedimentos experimentais foram corretamente conduzidos levando a resultados aceitáveis.

Os valores obtidos para as taxas de calor no condensador e no evaporador, taxas de massa, e das entalpias em alguns trechos do ciclo estão atreladas a valores de incertezas elevados decorrentes de pequenos  $\Delta T$  conseguidos durante os ensaios.

A etapa experimental utilizando a solução de água-brometo de lítio na bancada permitiu detectar a necessidade de se aprimorar alguns detalhes de projeto e os métodos de fabricação envolvidos.

O ambiente de vácuo envolveu desafios de projeto alguns bens solucionados outros nem tanto. Um exemplo de sucesso foi o projeto das juntas de flanges empregando *o' rings* onde não houve vazamentos, mesmo após serem submetidas às condições de fadiga decorrentes dos ciclos de pressurização e evacuação, e de aquecimento e resfriamento da bancada. Já no caso das uniões roscadas, a tentativa de se utilizar fluidos vedantes e fitas de silicone para compensar o emprego de roscas NPT com BSP não foi satisfatória, sendo focos de persistentes vazamentos, que exigiram vigilância e intervenções permanentes para detecção e eliminação dos mesmos. A solução encontrada, provisória, foi a aplicação de silicone para alta temperatura, externamente, nessas uniões.

Outro detalhe de projeto relacionado com o ambiente de vácuo foi a constatação de que, mesmo adotando-se folgas no dimensionamento das tubulações, se pôde observar a ocorrência de cavitação nos trechos (1) e (5), próximos ao bocal de aspiração das bombas de solução, e no trecho (3) para valores de vazão acima dos valores de projeto.

Durante a etapa de projeto não foi possível prever todas as condições a que a bancada seria submetida no decorrer dos ensaios. Uma delas, por exemplo, foram as altas temperaturas durante o processo de aumento da concentração da solução. O material da carcaça e do rotor das bombas de solução, polipropileno, limitou a temperatura de operação das mesmas a 60 °C, determinando, em decorrência, as temperaturas no gerador, e por consequência, o não atingimento da pressão de alta do projeto e demais parâmetros decorrentes,  $\Delta P$  e taxa de massa de refrigerante, por exemplo.

A evidência da necessidade de se medir a massa específica da solução à saída do absorvedor só ficou plenamente caracterizada na fase de tratamento dos dados extraídos do



ensaio. O modelo do ciclo desenvolvido assume a condição de saturação da solução na saída do absorvedor. Essa condição, apesar de suficiente para equacionar o modelo teoricamente, no caso real conduz à inexistência de vazão de refrigerante no absorvedor e a algumas discrepâncias para os valores de entalpia e temperatura para os trechos (8) e (9), por exemplo (Tab. 5.8).

Os valores obtidos para  $Nu$  e  $Sh$  em função de  $Re_f$ , que permitem determinar as correlações de transferência de calor e de massa, também sofreram influência dos pequenos diferenciais de pressão obtidos nos ensaios.

Os valores de  $Nu$  (Tab. 5.11) foram comparados com os valores obtidos por Miller (1998), indicados na Fig. 5.20, e apresentaram a mesma tendência de pouca variação em função da variação de  $Re_f$ . Porém, apresentaram diferenças da ordem de 60,6 %, para  $Re_f = 275$ , com relação ao valor de Miller, sugerindo que a formação irregular do filme de solução sobre o tubo de cobre também possa ter contribuído para essa diferença de valores.

Os valores de  $Sh$  (Tab. 5.13) também foram comparados com os valores obtidos por Miller (1998) apresentados na Fig. 5.20. A faixa de valores para  $Sh$  (4200 a 9000) mostrou-se similar à faixa de valores obtidos por Miller. Para o valor de  $Re_f = 275$  o valor de  $Sh$  diferiu cerca de 23,1 %, o que sugere que contornadas as situações que levaram ao não atingimento das condições operacionais projetadas na bancada essas diferenças tenderão a reduzir, podendo vir até a convergirem.

Diante do exposto e considerando alguns aspectos práticos na condução dos ensaios, relacionamos a seguir algumas recomendações relacionadas com a melhoria do projeto da bancada:

1. Rever soluções de projeto e métodos de construção que assegurem concentricidade entre o tubo de cobre e o condicionador de fluxo do absorvedor;
2. Rever projeto do condicionador de fluxo com a adoção de duplo respiro ou aumento de diâmetro do mesmo, ladrão para evitar que a solução atinja o respiro e alteração do fundo plano por superfície cônica e pingadeira;
3. Instalação de um controlador microprocessado de temperatura para controle da temperatura no gerador;
4. Instalação de transmissores de vazão em complementação aos rotâmetros;

5. Rever diâmetros e comprimentos do circuito de solução nos trechos (1), (3) e (5) susceptíveis à cavitação;
6. As válvulas do tipo agulha, com a função eminentemente de bloqueio, poderiam ser substituídas por válvulas de macho;
7. Rever a solução adotada para medição da massa específica da solução, adotando a medição em *by-pass* para permitir a medição da massa específica da solução concentrada e da diluída, conforme proposta indicada na Fig. 6.1;

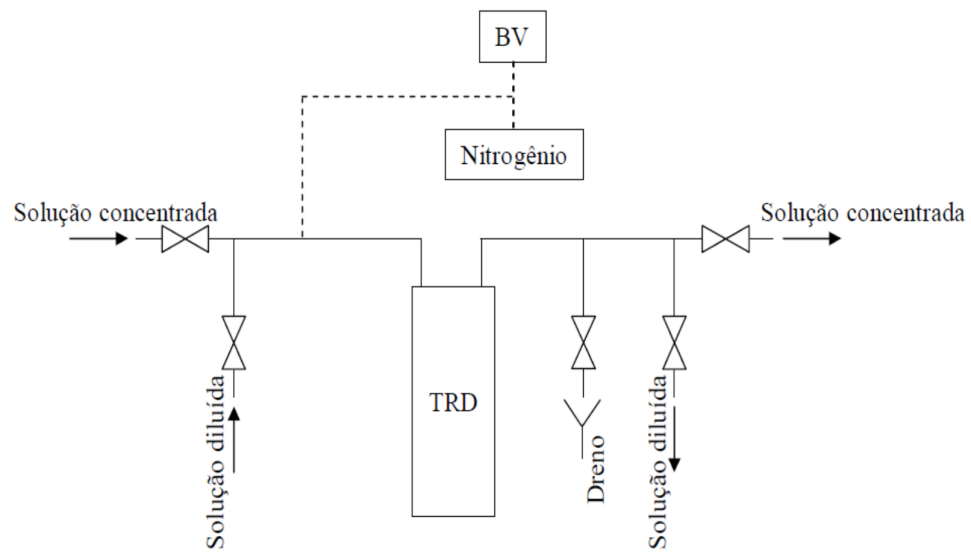


Figura 6.1. Esquema alternativo para medição da massa específica da solução concentrada e da solução diluída.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AKIYAMA, M.; CHENG, K. C. Graetz problem in curved pipes with uniform wall heat flux. **Applied Science Research**, v. 29, p. 401-418, 1974.
- ANDREOS, R. Climatização (Ar Condicionado) Parte 3. In: Workshop de climatização e cogeração. Rio de Janeiro, 2008.
- ASHRAE. Equipment. In: **ASHRAE Handbooks**. Atlanta, 1988, p. 3.2-3.12.
- \_\_\_\_\_. Fundamentals. In: **ASHRAE Handbooks**. Atlanta, 1989, p. 2.11.
- \_\_\_\_\_. Refrigeration: systems and applications. In: **ASHRAE Handbooks**. Atlanta, 1990, p.4.1-4.16.
- BORYTA, Daniel A. Solubility of lithium bromide in water between -50 and 100 °C (45 to 70% Lithium bromide). **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 15, n. 1, p. 142-144, 1970.
- BOUROIS, M. *et al.* Absorption of water vapour in the falling film of water+(LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions. **International Journal of Thermal Sciences.**, v. 44, p. 491-498, 2005.
- BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica, **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 3 ed. Brasília, 2008.
- \_\_\_\_\_. Ministério das Minas e Energia. Eletrobrás. Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL, **Orientações gerais para conservação de energia elétrica em prédios públicos**, Rio de Janeiro, 2001.
- \_\_\_\_\_. Ministério das Minas e Energia. **Monitoramento do sistema elétrico brasileiro – Boletim Junho/2012**, Brasília, 2012.
- \_\_\_\_\_. Ministério das Minas e Energia, **Plano nacional de energia – PNE 2030**, Brasília, 2008.
- BURDUKOV, A. P. *et al.* Experimental study of the absorption of water vapor by thin films of aqueous lithium bromide. **Heat Transfer Sov. Res.**, v. 12, n. 3, p. 118-123, 1980.
- DE LUCAS, A. *et al.* Performance evaluation and simulation of a new absorbent for an absorption refrigerating system. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 324-330, 2004.
- DENG, S. M.; MA, W. B. Experimental studies on the characteristics of an absorber using LiBr/H<sub>2</sub>O solution as working fluid. **International Journal of Refrigeration**, v 22, p. 293-301, 1999.

- DIRKSEN, J. A. *et al.* Testing of crystallization inhibitors in industrial LiBr solutions. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 856-859, 2001.
- DONATE, M. *et al.* Thermodynamic evaluation of new absorbent mixtures of lithium bromide and organic salts for absorption refrigeration machines. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 30-35, 2006.
- EHRlich, Charles D. A note on flow rate and leak rate units. **J. Vac. Sci. Technol.**, A4(5), p. 2384-2385, 1986.
- EL SHERBINI, A. I.; JOARDAR, A.; JACOBI, A. M. Modified wilson-plot technique for heat exchanger performance: strategies for minimizing uncertainty in data reduction. In: **International refrigeration and air conditioning conference**. Artigo 627. Purdue University, West Lafayette. 2004.
- FERNÁNDEZ-SEARA, J. *et al.* Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson method. **European Journal of Physics**, v. 26, p. N1-N11, 2005.
- \_\_\_\_\_. A general review of the Wilson plot method and its modification to determine convection coefficients in heat exchange devices. **Applied thermal engineering**, v. 27, p. 2745-2757, 2007.
- FLORIDES, G. A. *et al.* Design and construction of a LiBr-water absorption machine. **Energy Conservation & Management**, n. 44, p. 2483-2508, 2003.
- GLEBOV, D.; SETTERWAL, F. Experimental study of heat transfer additive influence on the absorption chiller performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 538-545, 2002.
- GOEL, N.; GOSWAMI, D. Y. A compact falling film absorber. **Transactions of the ASME**, v. 127, p. 957-965, 2005.
- HEROLD, K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S. A. **Absorption chillers and heat pumps**. Boca Raton: CRC, 1996.
- HIGBIE, R. The rate of absorption of a pure gas into a still liquid. **Transactions of the American Institute of Chemical Engineers**, v. 35, p. 36-60, 1935.
- INCROPERA, Frank P.; DE WITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.
- INTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E METROLOGIA – INMETRO. **Calibração de transdutor/transmissor de pressão**. s.l., 2010.
- \_\_\_\_\_. **Vocabulário internacional de termos fundamentais e gerais de metrologia**. 3 ed. Rio de Janeiro, 2003.

- KANG, T. Y.; KIM, H. J.; LEE, K. I. Heat and mass transfer enhancement of binary nanofluids for H<sub>2</sub>O/LiBr falling film absorption process. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 850-856, 2008.
- KARASSIK, I. J. *et al.* **Pump Handbook**. 4 ed. New York: McGraw-Hill, 2008.
- KILLION, J. D.; GARIMELLA, S. A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 755-797, 2001.
- KIM, J.; PARK, C. W.; KANG, Y. T. The effect of micro-scale surface treatment on heat and mass transfer performance for a falling film H<sub>2</sub>O/LiBr absorber. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 575-585, 2003.
- KIM, J. K. *et al.* Absorption of water vapour into falling films of aqueous lithium bromide. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 7. p. 486-494, 1995.
- LEE, J. -W. *et al.* Surface tension and refractive index of (lithium bromide + water + 1,3-propanediol). **Journal of Chemical Thermodynamics**, v. 33, p. 1527-1534, 2001.
- LIAO, X; RADERMACHER, R. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems. **International Journal of Refrigeration**, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.10.009, p. 1-8, 2007.
- LINK, Walter. **Metrologia mecânica – expressão da incerteza de medição**. Rio de Janeiro: Sociedade Brasileira de Metrologia, 1997.
- MEDRANO, M.; BOUROUIS, M.; CORONAS, A. Absorption of water vapour in the falling film of water-lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 41, p. 891-898, 2002.
- MILLER, W. A. **The experimental analysis of aqueous lithium bromide vertical falling film absorption**. 1998. 280 p. Thesis (Ph. D. Mechanical Engineering) – University of Tennessee Knoxville.
- MILLER, W. A.; KEYHANI, M. The effect of roll waves on the hydrodynamics of falling films observed in vertical column absorbers. <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/pres/111206.pdf>. Acesso em: 12.01.2012.
- MORIOKA, I.; KIYOTA, M.; NAKAO, R. Absorption of water vapor into a film of aqueous solution of LiBr falling along a vertical pipe. **JSME International Journal, Series B**, v. 36, n. 2, p. 351-356, 1993.
- NAPHON, P.; WONGWISES, S. A review of flow and heat transfer characteristics in curved tubes. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 10, p. 463-490, 2006.
- OVEC SYSTEMS. <http://www.ovec.co.uk/LeakReport.pdf>. Acesso em: 23 Abr 2012.

- PARK, C. W. *et al.* Experimental correlation on falling film absorption heat transfer on micro-scale hatched tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 758-763, 2003.
- PARK, C. W.; CHO, H. C.; KANG, Y. T. The effect of heat transfer additive and surface roughness of micro-scale hatched tubes on absorption performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 264-270, 2004.
- PARKER O-RING 5700 HANDBOOK. Parker Hannifin Corporation – O-ring Division. Lexington, KY, 2001.
- PIMENTA, J. M. D. Fluidos refrigerantes: desenvolvimento, histórico e situação presente. **Revista Mercofrio**, Porto Alegre, v. 27, p. 5-8, 2006.
- PREGELJ, A.; DRAB, M. **Leak detection methods and defining the sizes of leaks**. In: The 4th International Conference of Slovenian Society for Nondestructive Testing. Ljubljana, 1997.
- RENNIE, T. J.; RAGHAVAN, V. G. S. Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 29, p. 919-924, 2005.
- RENNIE, T. J.; RAGHAVAN, V. G. S. Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 1266-1273, 2006.
- RENNIE, T. J.; RAGHAVAN, V. G. S. Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 45, p. 1158-1165, 2006.
- ROSE, J. W.; Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. **Experimental Thermal and Fluid Science**. v. 28, p. 77-86, 2004.
- SHIMING, X.; YANLI, L.; LISONG, Z. Performance research of self regenerated absorption heat transformer cycle using TFE-NMP as working fluids. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 510-518, 2001.
- SILVA, REMI B. **Instalações frigoríficas**. São Paulo: Grêmio Politécnico/EPUSP, 1979.
- SILVA TELLES, Pedro C. **Vasos de Pressão**. Rio de Janeiro: LTC, 1991.
- TAKAMATSU *et al.* Vapor absorption by LiBr aqueous solution in vertical smooth tubes. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 659-666, 2003.
- VEMURI, S.; KIM, K. J.; KANG, Y. T. A study of effective use of heat transfer additives in the process of steam condensation. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 724-734, 2006.
- WANG, K *et al.* State-of-the-art review on crystallization control technologies for water/LiBr absorption heat pumps. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 1325-1337, 2011.

WIKIPEDIA. [http://pt.wikipedia.org/wiki/Brometo\\_de\\_Lítio](http://pt.wikipedia.org/wiki/Brometo_de_Lítio). Acesso em: 18 Set 2007.

YOON, J. *et al.* Heat and mass transfer characteristics of a helical absorber using LiBr and LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub>+LiCl solutions. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 2102-2109, 2005.

ZALTASH, A.; ALLY, M. R. Refractive indexes of aqueous LiBr solutions. **Journal of Chemical and Engineering Data**, v. 37, n. 1, p. 110-113, 199.

## **APÊNDICES**



## A LISTAGENS DE PROGRAMAS

### A.1 MODELO SIMPLIFICADO SISTEMA ABSORÇÃO SIMPLES EFEITO

"Análise termodinâmica aparato experimental - Aparato\_44.EES"

"! -----Dados----- "

$P_{baixa}=1,3[\text{kPa}] : P_{alta}=10[\text{kPa}]$

$T_1=46[\text{C}] : x_1=60[\%]$

$T_6=55[\text{C}] : \dot{m}_6=0,02[\text{kg/s}] : x_6=62,4[\%]$

$T_{13}=35[\text{C}] : \dot{m}_{13}=0,06[\text{kg/s}]$

$T_{15}=T_{13} : \dot{m}_{15}=\dot{m}_{13}$

$\dot{m}_{11}=\dot{m}_{13}+\dot{m}_{15}$

"! -----Condições assumidas----- "

$Q_8=0$ "Título água saturada"

$Q_{10}=1$ "Título vapor saturado"

$x_7=0[\%]$ "Nenhum traço LiBr"

$ETA_{bs}=1$ "Rendimento bomba solução"

"! -----Bomba solução----- "

$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 : x_2=x_1$

$W_{bs}=(P_{alta}-P_{baixa})*(\dot{v}_1*\dot{m}_1)/ETA_{bs}*convert(\text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{s};\text{kW})$

$\dot{m}_1*h_1+W_{bs}=\dot{m}_2*h_2$

"! -----Trocador calor solução----- "

{ $\dot{m}_2=\dot{m}_3$ }  $x_2=x_3$

$\dot{m}_4=\dot{m}_5 : x_4=x_5$

$\dot{m}_2*h_2+\dot{m}_4*h_4=\dot{m}_3*h_3+\dot{m}_5*h_5$

{ $Q_{ts}=\dot{m}_1*(h_3-h_2)$ }

$Q_{ts}=\dot{m}_4*(h_4-h_5)$

$EPSILON_{ts}=(T_4-T_5)/(T_4-T_2)$

$Arg_{ts}=(T_4-T_3)/(T_5-T_2)$

$$\text{LMTD}_{ts}=(T_4-T_3-(T_5-T_2))/\ln(\text{Arg}_{ts}) : Q_{ts}=\text{LMTD}_{ts}*UA_{ts}$$

"! -----Expansão solução----- "

$$m_{dot_5}=m_{dot_6} : x_5=x_6$$

$$h_5=h_6$$

"! -----Absorvedor----- "

$$m_{dot_1}=m_{dot_6}+m_{dot_{10}}$$

$$m_{dot_1}*x_1=m_{dot_6}*x_6+m_{dot_{10}}*x_{10}$$

$$m_{dot_{10}}*h_{10}+m_{dot_6}*h_6=m_{dot_1}*h_1+Q_a$$

$$Q_a=m_{dot_{13}}*(h_{14}-h_{13})$$

$$\text{Arg}_a=(T_6-T_{14})/(T_1-T_{13})$$

$$\text{LMTD}_a=(T_6-T_{14}-(T_1-T_{13}))/\ln(\text{Arg}_a) : Q_a=\text{LMTD}_a*UA_a$$

$$D_i=0,0202[\text{m}] : D_e=0,022[\text{m}] : e=0,0009[\text{m}] \text{ "Dn 22 tubo cobre médio NBR 13206"}$$

$$T_{bar}=(T_{13}+T_{14})/2$$

$$\text{MU}_{\text{água}}=\text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{bar};P=P_{\text{água}})$$

$$\text{Re}_{ai}=(4*m_{dot_{13}})/(\text{PI}*D_i*\text{MU}_{\text{água}})$$

"! -----Gerador----- "

$$m_{dot_3}=m_{dot_4}+m_{dot_7}$$

$$\{m_{dot_3}*x_3=m_{dot_4}*x_4+m_{dot_7}*x_7\}$$

$$m_{dot_3}*h_3+Q_g=m_{dot_4}*h_4+m_{dot_7}*h_7$$

$$Q_g=m_{dot_7}*(h_7-h_4)+m_{dot_3}*(h_4-h_3)$$

$$Q_{sens}=m_{dot_3}*(h_{3s}-h_3) \text{ "Aquecimento sensível"}$$

$$Q_{vap}=Q_g-Q_{sens} \text{ "Calor vaporização"}$$

"! -----Condensador----- "

$$m_{dot_7}=m_{dot_8} : x_7=x_8$$

$$m_{dot_7}*h_7=m_{dot_8}*h_8+Q_c$$

$$cp_{\text{água}}=\text{Cp}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{15};P=P_{\text{água}})$$

$$\{\text{EPSILON}_c=(T_{16}-T_{15})/(T_{15}-T_8)\}$$

$$Q_c=\text{EPSILON}_c*m_{dot_{15}}*cp_{\text{água}}*(T_{15}-T_8)$$

$$Q_c=m_{dot_{15}}*cp_{\text{água}}*(T_{16}-T_{15})$$

"! -----Expansão refrigerante----- "

$$m_{\dot{8}}=m_{\dot{9}} : x_8=x_9$$

$$h_8=h_9$$

"! -----Evaporador----- "

$$m_{\dot{9}}=m_{\dot{10}} : x_9=x_{10}$$

$$m_{\dot{9}}h_9+Q_e=m_{\dot{10}}h_{10}$$

"! -----Trocador calor água arrefecimento----- "

$$m_{\dot{12}}=m_{\dot{11}} : T_{12}=T_{13}$$

$$T_{\text{bar\_tca}}=(T_{11}+T_{12})/2$$

$$cp_{\text{água\_tca}}=Cp(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{\text{bar\_tca}};P=P_{\text{água}})$$

$$Q_{\text{tca}}=m_{\dot{11}}cp_{\text{água\_tca}}(T_{11}-T_{12}) \text{ "Q\_tca = Q\_a + Q\_c"}$$

"! -----Relação circulação solução----- "

$$\{F_x=m_{\dot{3}}/m_{\dot{7}}\} \quad F_x=x_4/(x_4-x_3)$$

"! -----COP----- "

$$COP=Q_e/Q_g$$

"! -----Estados termodinâmicos----- "

$$h_1=H_{\text{LIBR}}('SI';T_1;x_1) : v_1=V_{\text{LIBR}}('SI';T_1;x_1)*\text{convert}(\text{cm}^3/\text{g};\text{m}^3/\text{kg})$$

$$\text{Rho}_1 = \text{rho\_LiBrH}_2\text{O}(T_1;x_1 / 100)$$

$$m_{1\_vol} = m_{\dot{1}} / \text{Rho}_1 * 1000 \text{ [l/m}^3\text{]} * 3600 \text{ [s/h]}$$

$$h_2=H_{\text{LIBR}}('SI';T_2;x_2) \text{ "Determina T}_2\text{"}$$

$$h_3=H_{\text{LIBR}}('SI';T_3;x_3) \text{ "Determina T}_3\text{"}$$

$$T_{3s}=T_{\text{LIBR}}('SI';P_3;x_3) : h_{3s}=H_{\text{LIBR}}('SI';T_{3s};x_3)$$

$$v_3=V_{\text{LIBR}}('SI';T_3;x_3)*\text{convert}(\text{cm}^3/\text{g};\text{m}^3/\text{kg}) : \text{RHO}_3=1/v_3$$

$$\text{DELTA}_{3\text{sub}}=T_{3s}-T_3$$

$$T_4=T_{\text{LIBR}}('SI';P_4;x_4) : h_4=H_{\text{LIBR}}('SI';T_4;x_4)$$

$$h_5=H_{\text{LIBR}}('SI';T_5;x_5) \text{ "Determina T}_5\text{"}$$

$$\text{Rho}_5 = \text{rho\_LiBrH}_2\text{O}(T_5;(x_5/100))$$

$$m_{5\_vol} = m_{\dot{5}} / \text{Rho}_5 * 1000 \text{ [l/h]} * 3600 \text{ [s/h]}$$

$$\text{DELTA}_{5\text{sub}}=T_4-T_5$$

$$T_7=T_{3s} : h_7=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_7;P=P_7)$$

$$\text{RHO}_7=\text{Density}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_7;P=P_7)$$

$T_{7s}=T_{sat}(\text{Steam\_IAPWS};P=P_3)$   
 $\text{DELTA}_{7\text{super}}=T_7-T_{7s}$   
 $T_8=T_{sat}(\text{Steam\_IAPWS};P=P_8) : h_8=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_8;x=Q_8)$   
 $T_9=\text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS};P=P_9;h=h_9)$   
 $Q_9=\text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS};P=P_9;h=h_9)$   
 $T_{10}=T_{sat}(\text{Steam\_IAPWS};P=P_{10}) : h_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{10};x=1)$   
 $T_{11}=(m_{\text{dot}}_{13} \cdot T_{14} + m_{\text{dot}}_{15} \cdot T_{16}) / m_{\text{dot}}_{11}$   
 $h_{13}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{13};P=P_{\text{água}})$   
 $h_{14}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS};T=T_{14};P=P_{\text{água}})$   
**"! -----Pressões----- "**  
 $P_{\text{atm}}=P_o\#$   
 $P_{\text{est}}=3[\text{kPa}] : P_{\text{água}}=P_{\text{atm}}+P_{\text{est}}$   
 $P_1=P_{\text{baixa}} : P_6=P_{\text{baixa}} : P_9=P_{\text{baixa}} : P_{10}=P_{\text{baixa}}$   
 $P_2=P_{\text{alta}} : P_3=P_{\text{alta}} : P_4=P_{\text{alta}} : P_5=P_{\text{alta}} : P_7=P_{\text{alta}} : P_8=P_{\text{alta}}$

## **A.2 ESPESSURA ISOLAMENTO TÉRMICO EVAPORADOR – ÁGUA NA FASE DE VAPOR.**

"Determinação da espessura de isolamento para evitar condensação no evaporador"  
 "Isolamento térmico\_evap\_vp.EES"

**"! -----Condições externas / taxa calor do ambiente para a superfície externa----- "**

$TBS = 32,0[\text{C}] : TBU = 24,5 [\text{C}] : \text{Alt}=1060 [\text{m}]$  "-----Brasília"

$P_{\text{atm}} = ((29,921[\text{inHg}]) * (1 - (6,87535\text{E-}6 [1/\text{m}]) * \text{Alt} * 3,2808399)^5,2561) * \text{convert}(\text{inHg} ; \text{kPa})$   
 "[NACA]"

$UR = \text{RelHum}(\text{AirH}_2\text{O};T=TBS;B=TBU;P=P_{\text{atm}})$  "Ar úmido"

$TPO = \text{DewPoint}(\text{AirH}_2\text{O};T=TBS;B=TBU;P=P_{\text{atm}}) : T_{\text{se}} = TPO + 1,0 [\text{C}]$

$\text{Fluid}\$ = \text{'AirH}_2\text{O'}$  :  $k_e = \text{Conductivity}(\text{AirH}_2\text{O};T=TBS;r=UR;P=P_{\text{atm}})$

$\text{CALL FC\_horizontal\_cylinder}(\text{Fluid}\$; T_{\text{se}}; TBS; P_{\text{atm}}; D_t : h_e; \text{Nusselt}; Ra)$  "Convecção natural - cilindro horizontal"

$A_e = \text{PI} * D_t * L$

$Q_{\text{ec}} = h_e * A_e * (TBS - T_{\text{se}})$  "Convecção externa"

$Q_{\text{er}} = \text{EPSILON} * A_e * \text{sigma}\# * (TBS^4 - T_{\text{se}}^4)$  "Radiação externa"

$$Q_e = Q_{ec} + Q_{er}$$

"! -----Evaporador - Tubo de aço sch 40----- "

$$D_i = 102,3E-3 \text{ [m]} : e_{tb} = 6,02E-3 \text{ [m]} : D_e = D_i + 2 * e_{tb} : L = 0,25\text{[m]} \text{ "ASTM A 53"}$$

$$k_{aço} = k_{('Iron'; T_i)} \text{ "Condutividade"}$$

$$Rug_{abs\_aço} = 1,5E-4\text{[m]} \text{ "Rugosidade absoluta do aço"}$$

$$Rug_{rel} = Rug_{abs\_aço} / D_i \text{ "Rugosidade relativa"}$$

$$L/D = L / D_i$$

"! -----Condições internas / taxa calor da superfície externa para o vapor d'água frio ----- "

$$m_{dot\_i} = 0,0008\text{[kg/s]} : P_i = 1,3 \text{ [kPa]} \text{ "Água"}$$

$$T_i = T_{sat}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_i)$$

$$\mu_i = \text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_i; x=1) : k_i = \text{Conductivity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_i; x=1)$$

$$Re_i = 4 * m_{dot\_i} / (\pi * D_i * \mu_i)$$

$$Pr_i = \text{Prandtl}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_i; x=1) \text{ "Prandtl"}$$

$$\text{CALL PipeFlow\_N}(Re_i, Pr_i, L/D, Rug_{rel}; \text{Nusselt\_T}; \text{Nusselt\_H}; f)$$

$$h_i = (\text{Nusselt\_H} * k_i) / D_i$$

$$A_i = \pi * D_i * L$$

"-----//-----"

$$U_i = 1 / (1/h_i + D_i / (2 * k_{aço}) * \ln(D_e/D_i) + D_i / (2 * k_{iso}) * \ln(D_t/D_e)) \text{ "Relacionado a } D_i"$$

$$Q_i = U_i * A_i * (T_{se} - T_i)$$

"!-----Características termofísicas do isolante Armaflex----- "

$$\text{EPSILON} = 0,86 \text{ "Emissividade"} : k_{iso} = 0,037 \text{ [W/m-K]} \text{ "Condutividade"}$$

"! -----Desenvolvimento----- "

$$Q_i = Q_e$$

$$\text{Espessura} = (D_t - D_e) / 2$$

### **A.3 ESPESSURA ISOLAMENTO TÉRMICO EVAPORADOR – ÁGUA NA FASE LÍQUIDA.**

"Determinação da espessura de isolamento para evitar condensação no evaporador."

"Isolamento térmico\_evap\_liq.EES"

"A condição de líquido saturado no evaporador determina uma maior espessura de isolamento."

"! -----Condições externas / taxa calor do ambiente para a superfície externa----- "

TBS = 32,0[C] : TBU = 24,5 [C] : Alt=1060 [m] "-----Brasília / ABRAVA"

P\_atm= ((29,921[inHg]) \* (1 - (6,87535E-6 [1/m]) \* Alt \* 3,2808399)^5,2561) \* convert (inHg ; kPa)  
"[ NACA ]"

UR = RelHum(AirH2O;T=TBS;B=TBU;P=P\_atm) "Ar úmido"

TPO = DewPoint(AirH2O;T=TBS;B=TBU;P=P\_atm) : T\_se = TPO + 1,0 [C]

Fluid\$ = 'AirH2O' : k\_e=Conductivity(AirH2O;T=TBS;r=UR;P=P\_atm)

CALL FC\_horizontal\_cylinder(Fluid\$; T\_se; TBS; P\_atm; D\_t : h\_e; Nusselt; Ra) "Convecção natural - cilindro horizontal"

A\_e = PI \* D\_t \* L

Q\_ec = h\_e \* A\_e \* (TBS - T\_se) "Convecção externa"

Q\_er = EPSILON \* A\_e \* sigma# \* (TBS^4 - T\_se^4) "Radiação externa"

Q\_e = Q\_ec + Q\_er

"! -----Evaporador - Tubo de aço sch 40----- "

D\_i = 102,3E-3 [m] : e\_tb = 6,02E-3 [m] : D\_e = D\_i + 2 \* e\_tb : L = 0,25[m] "ASTM A 53"

k\_aço=k\_('Iron'; T\_i) "Condutividade"

Rug\_abs\_aço = 1,5E-4[m] "Rugosidade absoluta do aço"

Rug\_rel = Rug\_abs\_aço / D\_i "Rugosidade relativa"

L\D = L / D\_i

"! -----Condições internas / taxa calor da superfície externa para o líquido frio----- "

m\_dot\_i = 0,0008[kg/s] : P\_i = 1,3 [kPa] "Água"

T\_i=T\_sat(Water;P=P\_i)

MU\_i=Viscosity(Water;T=T\_i;x=0) : k\_i=Conductivity(Water;T=T\_i;x=0)

Re\_i = 4 \* m\_dot\_i/(PI \* D\_i \* MU\_i)

Pr\_i=Prandtl(Water;T=T\_i;x=0) "Prandtl"

CALL PipeFlow\_N(Re\_i; Pr\_i; L\D; Rug\_rel: Nusselt\_T;Nusselt\_H; f)

h\_i = (Nusselt\_H \* k\_i) / D\_i

A\_i= PI \* D\_i \* L

U\_i = 1/((1/h\_i+D\_i/(2\*k\_aço)\*LN(D\_e/D\_i)+D\_i/(2\*k\_iso)\*LN(D\_t/D\_e)) "Relacionado a D\_i"

Q\_i = U\_i \* A\_i \* (T\_se - T\_i)

"! -----Características termofísicas do isolante (Armaflex)----- "

EPSILON = 0,86 "Emissividade" : k\_iso= 0,037 [W/m-K] "Condutividade"

"! -----Desenvolvimento----- "

$Q_i = Q_e$

Espessura =  $(D_t - D_e)/2$

#### A.4 COMPRIMENTO RETIFICADO TROCADOR CALOR SOLUÇÃO.

" Determina comprimento retificado trocador calor solução"  
"Aparato Trocador Solução.EES"

"! -----Dados Processo----- "

T\_2=46[C] : T\_3=76,74[C]"Lado frio - espaço interno"

m\_dot\_2=0,0208[kg/s] : x\_2=60[%]

T\_4=96,47[C] : T\_5=63,33[C]"Lado quente - espaço anular"

m\_dot\_4=0,02[kg/s] : x\_4=62,4[%]

Q\_ts=1,234[kW]

"! -----Dados trocador duplo tubo helicoidal----- "

D\_i=0,0134[m] : D\_e=0,015[m]"Tubo interno Dn=15 mm NBR 13206 médio"

D\_o=0,0262[m]"Tubo externo Dn=28 mm NBR 13206 médio"

R=0,12[m]" Raio curvatura trocador"

"! -----Desenvolvimento----- "

DELTAT1=T\_4-T\_3

DELTAT2=T\_5-T\_2

LMTD\_ts=(DELTAT2-DELTAT1)/ln(DELTAT2/DELTAT1)

T\_bar\_f=(T\_2+T\_3)/2

T\_bar\_q=(T\_4+T\_5)/2

k\_f=COND\_LIBR('SI';T\_bar\_f;x\_2)\*convert(W/m-K;kW/m-C)

k\_q=COND\_LIBR('SI';T\_bar\_q;x\_4)\*convert(W/m-K;kW/m-C)

MU\_f=VISC\_LIBR('SI';T\_bar\_f;x\_2)

MU\_q=VISC\_LIBR('SI';T\_bar\_q;x\_4)

Re\_Df=(4\*m\_dot\_2)/(PI\*D\_i\*MU\_f)

Dean\_f=Re\_Df\*(D\_i/(2\*R))^0,5"Número de Dean"

$D_h = D_o - D_e$   
 $Re_{Dq} = (4 \cdot \dot{m}_4) / (\pi \cdot (D_e + D_o) \cdot \mu_q)$  "Incropera pg. 461"  
 $Dean_q = Re_{Dq} \cdot ((D_h)/R)^{0,5}$  "Número de Dean modificado ==> região anular"  
 $Q_{ts} = UA_{ts} \cdot LMTD_{ts}$   
 $T_{bar_K} = (T_{bar_f} + T_{bar_q}) / 2$   
 $k_{Cu} = k_{('Copper'; T_{bar_K})} \cdot \text{convert}(W/m-K; kW/m-C)$   
 $x_{cp} = 1[\%]$   
 $c_{cp} = 0,001 [kJ/kg-C]$   
 $X = x_2 / x_{cp}$   
 $c_p = (0,0976 \cdot X^2 - 37,513 \cdot X + 3825,4) \cdot c_{cp}$   
 $Pr_f = (c_p \cdot \mu_f) / k_f$   
 $Pr_q = (c_p \cdot \mu_q) / k_q$   
 $Q_f = (Dean_f^2 \cdot Pr_f)^{0,25}$   
 $Nus_{f/4,36} = 0,234 \cdot Q_f \cdot (1 - 1,15 \cdot Q_f^{-1} + 29,2 \cdot Q_f^{-2} - 164 \cdot Q_f^{-3} + 316 \cdot Q_f^{-4})$  "Akiyama & Cheng 1974"  
 $DP_q = (Dean_q^2 \cdot Pr_q)^{0,5}$   
 $Nus_q = 0,39 \cdot Dean_q^{0,58} \cdot Pr_q^{0,46}$  "Rennie & Raghavan 2006(Effect) - 100 < DP\_q < 500"  
 $h_i = (k_f \cdot Nus_f) / D_i$   
 $h_e = (k_q \cdot Nus_q) / D_h$   
 $R''_{fi} = 0,1 [m^2-C/kW] : R''_{fe} = R''_{fi}$   
 $1/UA_{ts} = 1 / ((h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L) + R''_{fi} / (\pi \cdot D_i \cdot L) + (\ln(D_e/D_i)) / (2 \cdot \pi \cdot k_{Cu} \cdot L) + R''_{fe} / (\pi \cdot D_e \cdot L) + 1 / (h_e \cdot \pi \cdot D_e \cdot L))$  "Determina L"  
 $Q_{ts} = U \cdot (\pi \cdot D_e \cdot L) \cdot LMTD_{ts}$

## A.5 COMPRIMENTO RETIFICADO CONDENSADOR – TRECHO COM MUDANÇA DE FASE.

"Determina comprimento retificado condensador trecho com mudança de fase"  
 "Aparato Condensador\_2009.EES"

"!-----Dados Processo-----Cfe. Aparato\_45.EES"

T\_15=35[C] : T\_16=42,91[C]-----Lado frio - espaço interno"



$m_{dot\_15}=0,06[\text{kg/s}]$   
 $T_7=45,81[\text{C}] : T_8=45,81[\text{C}]$  "-----Lado quente - espaço anular"  
 $m_{dot\_7}=0,0008[\text{kg/s}]$   
 "Q\_c=1,982[kW]"  
 $P_{est}=3[\text{mH}_2\text{O}] * \text{convert}(\text{mH}_2\text{O}; \text{kPa})$  "-----Pressões"  
 $P_{\text{água}}=P_{atm}+P_{est} : P_{alta}=10[\text{kPa}]$   
 $g=9,78[\text{m/s}^2] : P_{atm}=88,225[\text{kPa}]$  "-----Brasília, altitude 1060 m"  
 "!-----Dados trocador duplo tubo helicoidal-----"  
 $D_i=0,0134[\text{m}] : D_e=0,015[\text{m}]$  "Tubo interno Dn=15 mm NBR 13206 médio"  
 $D_o=0,0262[\text{m}]$  "Tubo externo Dn=28 mm NBR 13206 médio"  
 $R=0,12[\text{m}]$  " Raio curvatura trocador"  
 "!-----Desenvolvimento-----"  
 $T_{bar\_f}=39[\text{C}]$   
 $T_{bar\_q}=T_8$  "Ignorou-se o superaquecimento Herold pg. 124"  
 $T_7_{sat}=T_{sat}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_{alta})$   
 $T_s=T_{bar\_f}$  "Temperatura da superfície para D\_e"  
 $Q_c=m_{dot\_7} * (h_{vapsat}-h_{liqsat})$   
 $T_{16}=(Q_c / (m_{dot\_15} * cp_f)) + T_{15}$   
 "!-----Propriedades dos fluidos-----"  
 $k_f=\text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}}) * \text{convert}(\text{W/m-K}; \text{kW/m-C})$  "-----Água arrefecimento"  
 $cp_f=\text{SpecHeat}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}})$   
 $MU_f=\text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}}) : Pr_f=(cp_f * MU_f) / k_f$   
 $h_{liqsat}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=0) :$   
 $h_{vapsat}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=1)$  "-----Vapor condensando"  
 $k_{q\_l}=\text{Conductivity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=0) * \text{convert}(\text{W/m-K}; \text{kW/m-C})$   
 $MU_{q\_v}=\text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=1)$   
 $MU_{q\_l}=\text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=0)$   
 $v_{q\_v}=\text{Volume}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=1) : RHO_{q\_v}=1/v_{q\_v}$   
 $v_{q\_l}=\text{Volume}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=0) : RHO_{q\_l}=1/v_{q\_l}$   
 $cp_{q\_l}=\text{SpecHeat}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; x=0)$

"!-----LMTD do condensador-----"

DELTA1=T\_8-T\_16 "Herold pg. 124"

DELTA2=T\_8-T\_15

LMTD\_c=(DELTA2-DELTA1)/ln(DELTA2/DELTA1)

"!-----Determinação h\_i-----"

Re\_Df=(4\*m\_dot\_15)/(PI\*D\_i\*MU\_f)

Dean\_f=Re\_Df\*(D\_i/(2\*R))^0,5"Número de Dean"

Q\_f=(Dean\_f^2\*Pr\_f)^0,25

Nus\_f/4,36=0,234\*Q\_f\*(1-1,15\*Q\_f^(-1)+29,2\*Q\_f^(-2)-164\*Q\_f^(-3)+316\*Q\_f^(-4))" Akiyama & Cheng 1974 (Graetz problems)"

h\_i=(k\_f\*Nus\_f)/D\_i

"!-----Determinação h\_e-----"

D\_h=D\_o-D\_e

Re\_Dq=(4\*m\_dot\_7)/(PI\*(D\_e+D\_o)\*MU\_q\_v)"Região anular - Incropera pg. 461"

h|plus=(h\_vapsat-h\_liqsat)+3/8\*cp\_q\_l\*(T\_7\_sat-T\_s)

h\_e=0,555\*((g\*RHO\_q\_l\*(RHO\_q\_l-RHO\_q\_v)\*k\_q\_l^3\*h|plus)/(MU\_q\_l\*(T\_7\_sat-T\_s)\*D\_h))^(1/4)"Condensação - Incropera pg. 438"

"!-----Determinação de U-----"

k\_Cu=k('Copper'; T\_s)\*convert(W/m-K;kW/m-C)

1/UA\_c=1/(h\_i\*PI\*D\_i\*L)+(ln(D\_e/D\_i))/(2\*PI\*k\_Cu\*L)+1/(h\_e\*PI\*D\_e\*L)"-----Desconsideradas resistências devido incrustação"

Q\_c=U\*(PI\*D\_e\*L)\*LMTD\_c

Q\_c=UA\_c\*LMTD\_c

## A.6 COMPRIMENTO RETIFICADO CONDENSADOR – TRECHO DE DESSUPERAQUECIMENTO.

"Desenvolvimento trecho retificado condensador - dessuperaquecimento"  
"Aparato Dessuperaquecedor.EES"

"! -----Dados Processo-----Cfe. Aparato Condensador.EES e Aparato\_45.EES"

T\_15=35[C] : m\_dot\_15=0,06[kg/s]"-----Lado frio - espaço interno"

T\_7=90,79[C] : T\_8=45,81[C] : m\_dot\_7=0,0008[kg/s] "-----Lado quente - espaço anular"

$P_{est}=3[mH2O]*convert(mH2O;kPa)$ -----Pressões"  
 $P_{\acute{a}gua}=P_{atm}+P_{est} : P_{alta}=10[kPa]$   
 $g=9,78[m/s^2] : P_{atm}=88,225[kPa]$ -----Brasília, altitude 1060 m"  
 "!-------Dados trocador duplo tubo helicoidal-----"  
 $D_i=0,0134[m] : D_e=0,015[m]$ "Tubo interno Dn=15 mm NBR 13206 médio"  
 $D_o=0,0262[m]$ "Tubo externo Dn=28 mm NBR 13206 médio"  
 $R=0,12[m]$ " Raio curvatura trocador"  
 "!-------Desenvolvimento-----"  
 $T_{bar\_f}=39[C] : T_{bar\_fd}=(T_{15\_e}+T_{16})/2 : T_{bar\_q}=(T_7+T_8)/2$   
 $T_7_{sat}=T_{sat}(Steam\_IAPWS;P=P_{alta})$   
 $T_s=T_{bar\_f}$ -----Temperatura da superfície para D\_e"  
 $Q_c = m_{dot\_7}*(h_{vapsat}-h_{liqsat})$ -----Determinação T\_15\_e"  
 $T_{15\_e}=(Q_c/(m_{dot\_15}*cp_f))+T_{15}$   
 $Q_d=m_{dot\_7}*cp_q*(T_7-T_8)*convert(kJ/s;kW)$ -----Determinação T\_16"  
 $T_{16}=(Q_d/(m_{dot\_15}*cp_{fd}))+T_{15\_e}$   
 $DELTAT_1=T_7-T_{16} : DELTAT_2=T_8-T_{15\_e}$ -----LMTD dessuperaquecedor"  
 $LMTD_d=(DELTAT_1-DELTAT_2)/ln(DELTAT_1/DELTAT_2)$   
 $Re_{Df}=(4*m_{dot\_15})/(PI*D_i*MU_f)$ -----Determinação h\_i"  
 $Dean_f=Re_{Df}*(D_i/(2*R))^{0,5}$ "Número de Dean"  
 $Q_f=(Dean_f^2*Pr_f)^{0,25}$   
 $Nus_f/4,36=0,234*Q_f*(1-1,15*Q_f^{-1})+29,2*Q_f^{-2}-164*Q_f^{-3}+316*Q_f^{-4})$ " Akiyama & Cheng 1974"  
 $h_i=(k_f*Nus_f)/D_i$   
 $D_h=D_o-D_e$ -----Determinação h\_e"  
 $Re_{Dq}=(4*m_{dot\_7})/(PI*(D_e+D_o)*MU_q)$ "Incropera pg. 461"  
 $Dean_q=Re_{Dq}*((D_h)/R)^{0,5}$ "Número de Dean modificado ==> região anular"  
 $DP_q=(Dean_q^2*Pr_q)^{0,5}$   
 $Nus_q=2,7*Dean_q^{0,3}*Pr_q^{0,29}$ "Rennie & Raghavan 2006(Effect) - 500 < DP\_q < 2315"  
 $h_e=(k_q*Nus_q)/D_h$  "h\_e=Nus\_q\*(k\_q/D\_h)"  
 $T_{bar\_K}=T_{bar\_fd}$ -----Determinação de U"

$k_{Cu}=k_{\text{'Copper'}}; T_{bar\_K}) * \text{convert}(W/m-K; kW/m-C)$

$1/UA_d=1/((h_i * \pi * D_i * L) + (\ln(D_e/D_i))/(2 * \pi * k_{Cu} * L) + 1/((h_e * \pi * D_e * L)))$  "Determina L; desconsideradas resistências devido incrustação"

$Q_d=U * (\pi * D_e * L) * LMTD_d$

$Q_d=UA_d * LMTD_d$

"! -----Propriedades dos fluidos-----"

$k_f=\text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}}) * \text{convert}(W/m-K; kW/m-C)$  "Água arrefecimento"

$k_{fd}=\text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{bar\_fd}; P=P_{\text{água}}) * \text{convert}(W/m-K; kW/m-C)$  "No dessuperaquecedor"

$cp_{fd}=\text{SpecHeat}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_fd}; P=P_{\text{água}}) * \text{convert}(kJ/kg-K; kJ/kg-C)$  "No dessuperaquecedor"

$cp_f=\text{SpecHeat}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}}) * \text{convert}(kJ/kg-K; kJ/kg-C)$  "No condensador"

$MU_f=\text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{bar\_f}; P=P_{\text{água}}) : Pr_f=(cp_f * MU_f)/k_f$

$cp_q=Cp(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; P=P_{\text{alta}}) * \text{convert}(kJ/kg-K; kJ/kg-C)$  "Vapor superaquecido"

$MU_q=\text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; P=P_{\text{alta}}) : Pr_q=(cp_q * MU_q)/k_q$

$k_q=\text{Conductivity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{bar\_q}; P=P_{\text{alta}}) * \text{convert}(W/m-K; kW/m-C)$

$h_{liqsat}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{7\_sat}; x=0)$  "Líquido saturado"

$h_{vapsat}=\text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{7\_sat}; x=1)$  "Vapor saturado"

## A.7 TROCADOR DE CALOR D'ÁGUA DE ARREFECIMENTO.

" Trocador calor água arrefecimento"

" Aparato Trocador Compacto.EES"

"!-----Dados-----"

$m_{dot\_água}=0,12[kg/s] : T_{11}=44,6[C] : T_{12}=35[C]$  " \_\_\_\_\_Lado\_água"

$T_i=30[C]$  " \_\_\_\_\_Lado\_ar"

"!-----Hipóteses-----"

$T_s=T_{bar\_água} : T_{bar\_água}=(T_{11}+T_{12})/2$  "Temperatura da superfície igual à temperatura média da água"

$T_o=T_i + (\text{EPSILON} * q_{m\acute{a}x})/C_{ar}$  ".....Temperatura de saída do ar - correlação ao invés de arbitrar  $T_o=T_{12}$ "

" $T_o=T_{12}$  Temperatura de saída do ar igual à temperatura de saída da água"

$T_{bar\_ar}=(T_i+T_o)/2$  "Propriedades do ar avaliadas à temperatura média"

$T_f = (T_i + T_s) / 2$  "Propriedades de materiais avaliadas à temperatura do filme"  
 ModeloTrocaadorCalor\$='Elgin CDE 2781' "Modelo do trocador de calor"  
 $A_{fr} = 0,19914 [m^2]$  :  $C_{tc} = 0,550 [m]$  :  $A_{tc} = 0,4135 [m]$  :  $L_{XH} = 0,1497 [m]$  : "Dados físicos do trocador conforme catálogo"  
 $N = 48$  "Quantidade de tubos"  
 $e_{tb} = 0,79375E-3 [m]$  "Espessura parede tubo 1/32" "  
 TypeHX\$='fc\_tubes\_s80-38T' "-----Características geométricas do trocador fc\_tubes\_s80-38T"  
 $S_L = 22E-3 [m]$  :  $S_T = 25,4E-3 [m]$  "Passos longitudinal e transversal"  
 $P_{atm} = 89,225 [kPa]$  :  $g = 9,78 [m/s^2]$  "-----Brasília - altitude 1060 m"  
 $P_{est} = 3 [mH_2O] * convert(mH_2O; kPa)$  "Pressão estática da caixa d'água"  
 $V_{ar} = 3,5 [m/s]$  "+++++Arbitrado velocidade do ar à face da serpentina"  
 "!-----Resistência devido à Incrustação desprezível"  
 "!-----Propriedades fluidos e materiais-----"  
 $k_{ar} = Conductivity(Air; T=T_{bar\_ar}) * convert(W/m-K; kW/m-C)$  "\_\_\_\_propriedades ar"  
 $cp_{ar} = Cp(Air; T=T_{bar\_ar}) * convert(kJ/kg-K; kJ/kg-C)$   
 $\rho_{ar} = Density(Air; T=T_{bar\_ar}; P=P_{atm})$   
 $\mu_{ar} = Viscosity(Air; T=T_{bar\_ar})$   
 $Pr_{ar} = Prandtl(Air; T=T_{bar\_ar})$   
  
 $k_{\acute{a}gua} = Conductivity(Water; T=T_{bar\_\acute{a}gua}; P=P_{\acute{a}gua}) * convert(W/m-K; kW/m-C)$  "\_\_\_\_propriedades \acute{a}gua"  
 $cp_{\acute{a}gua} = Cp(Water; T=T_{bar\_\acute{a}gua}; P=P_{\acute{a}gua})$   
 $\rho_{\acute{a}gua} = Density(Water; T=T_{bar\_\acute{a}gua}; P=P_{\acute{a}gua})$   
 $\mu_{\acute{a}gua} = Viscosity(Water; T=T_{bar\_\acute{a}gua}; P=P_{\acute{a}gua})$   
 $Pr_{\acute{a}gua} = Prandtl(Water; T=T_{bar\_\acute{a}gua}; P=P_{\acute{a}gua})$   
  
 $k_{Cu} = k_('Copper'; T_f) * convert(W/m-K; kW/m-C)$  "\_\_\_\_tubo de cobre"  
 $k_{al} = k_('Aluminum'; T_f) * convert(W/m-K; kW/m-C)$  "\_\_\_\_aleta de alumínio"  
 "!-----Desenvolvimento-----"  
 $P_{\acute{a}gua} = P_{atm} + P_{est}$   
 $D_i = D_o - (2 * e_{tb})$  :  $A_i = \pi * D_i^2 / 4$  "Área seção interna (lado da água)"

$q_{\text{água}} = m_{\text{dot}}_{\text{água}} \cdot c_{p_{\text{água}}} \cdot (T_{11} - T_{12})$  :  $q_{\text{ar}} = q_{\text{água}}$

" $q_{\text{ar}} = m_{\text{dot}}_{\text{ar}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (T_o - T_i)$  Determina vazão mássica ar"

$m_{\text{dot}}_{\text{ar}} \cdot \text{vol} = m_{\text{dot}}_{\text{ar}} / \rho_{\text{ar}}$  :  $V_{\text{ar}} = m_{\text{dot}}_{\text{ar}} \cdot \text{vol} / A_{\text{fr}}$  "Determina vazão mássica do ar, uma vez que a velocidade do ar à entrada do trocador foi arbitrada"

$L_{\text{ret}} = N \cdot C_{\text{tc}}$  "Comprimento retilíneo total"

$k_{\text{ret}} = 2,5$  "Coeficiente perda de carga localizada para retorno 180° - ASHRAE Fundamentals 1989"

$m_{\text{dot}}_{\text{água}} \cdot \text{vol} = m_{\text{dot}}_{\text{água}} / \rho_{\text{água}}$  :  $V_{\text{água}} = m_{\text{dot}}_{\text{água}} \cdot \text{vol} / A_i$

$L_k = (N-1) \cdot (k_{\text{ret}} \cdot V_{\text{água}}^2 / (2 \cdot g))$  "Comprimento equivalente a 47 retornos de 180°"

$L_{\text{eq}} = L_{\text{ret}} + L_k$  "Comprimento equivalente total = trechos retos + retornos 180°"

$R_{\text{ug}}_{\text{abs}}_{\text{Cu}} = 1,5E-6$  [m] :  $R_{\text{ug}}_{\text{rel}} = R_{\text{ug}}_{\text{abs}}_{\text{Cu}} / D_i$  "Rugosidades absoluta e relativa"

CALL CHX\_geom\_finned\_tube(TypeHX\$: D\_o; fin\_pitch; D\_h; fin\_thk; sigma; alpha; A\_fin\A)  
"Fornece dados da geometria do trocador"

CALL CHX\_h\_finned\_tube(TypeHX\$: m\_dot\_ar; A\_fr; 'Air'; T\_bar\_ar; P\_atm:h\_ar) "Fornece h\_ext do trocador"

CALL CHX\_DELTAP\_finned\_tube(TypeHX\$: m\_dot\_ar; A\_fr; L\_XH; 'Air'; T\_i; T\_o; P\_atm: DELTAP\_ar) "Fornece DELTA\_P\_ext do trocador"

CALL PipeFlow('Water'; T\_bar\_água; P\_água; m\_dot\_água; D\_i; L\_ret; Rug\_rel: h\_T; h\_H; DELTAP\_água\_ret; Nusselt\_T; f; Re\_água) "Fornece h\_i, DELTAP\_água\_ret, Nu, fator de atrito e Re\_água"

$\text{DELTAP}_{\text{água}}_{\text{total}} = f \cdot L_{\text{eq}} / D_i \cdot (\rho_{\text{água}} \cdot V_{\text{água}}^2) / 2 \cdot \text{convert}(\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}^2; \text{kPa})$

$h_e = h_{\text{ar}} \cdot \text{convert}(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}; \text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{C})$  "Coeficiente de troca externa por convecção"

$h_i = h_T \cdot \text{convert}(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}; \text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{C})$  "Coeficiente de troca interna por convecção"

"!-----Cálculo da eficiência da aleta e da efetividade de temperatura"

$d_{\text{out}} = \text{SQRT}(4/\text{PI} \cdot S_T \cdot S_L)$  :  $r_{\text{out}} = d_{\text{out}} / 2$  "r\_out equivalente à aleta retangular com dimensões  $S_T \times S_L$ "

$r_{\text{in}} = D_o / 2$

$h_f = h_e \cdot \text{convert}(\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{C}; \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C})$  :  $k_f = k_{\text{al}} \cdot \text{convert}(\text{kW}/\text{m} \cdot \text{C}; \text{W}/\text{m} \cdot \text{C})$

$\text{ETA}_f = \text{eta}_{\text{fin}}_{\text{annular}}_{\text{rect}}(\text{fin}_{\text{thk}}; r_{\text{in}}; r_{\text{out}}; h_f; k_f)$  "Eficiência da aleta"

$\text{ETA}_{o_{\text{ar}}} = 1 - A_{\text{fin}} \cdot (1 - \text{ETA}_f)$  "Efetividade de temperatura"

"!-----Determinação de U\_ar"

$N_{\text{aletas}} = \text{TRUNC}(\text{fin}_{\text{pitch}} \cdot C_{\text{tc}})$

$A_f = N_{\text{aletas}} \cdot 2 \cdot ((A_{\text{tc}} + \text{fin}_{\text{thk}} / 2) \cdot L_{\text{XH}}) - N \cdot (\text{PI} \cdot D_o^2 / 4)$  :  $A_{\text{ar}} = A_f / A_{\text{fin}} \cdot A$

$A_{\text{it}} = N \cdot \text{PI} \cdot D_i \cdot C_{\text{tc}}$

$$U_{ar} = 1 / (1 / (ETA_{o\_ar} * h_e) + A_{ar} * (\ln(D_o / D_i)) / (2 * PI * k_{Cu} * L_{ret}) + 1 / (h_i * A_{it} / A_{ar}))$$

!-----Determinação de EPSILON e NUT"

$$C_{\acute{a}gua} = (m_{dot\_{\acute{a}gua}} * cp_{\acute{a}gua}) * convert(kJ/s-C; kW/C)$$

$$C_{ar} = (m_{dot\_ar} * cp_{ar}) * convert(kJ/s-C; kW/C)$$

$$C_{m\acute{a}x} = \max(C_{\acute{a}gua}; C_{ar})$$

$$C_{min} = \min(C_{\acute{a}gua}; C_{ar})$$

$$q_{m\acute{a}x} = C_{min} * (T_{11} - T_i)$$

$$EPSILON = q_{ar} / q_{m\acute{a}x}$$

$$C_r = C_{min} / C_{m\acute{a}x}$$

$$EPSILON = 1 - EXP(((1/C_r) * NUT^{0,22}) * (EXP(-C_r * NUT^{0,78}) - 1))$$

$$A_{troca} = (NUT * C_{min}) / U_{ar}$$

$$Vol_{trocador} = A_{troca} / alpha$$

## A.8 DIMENSIONAMENTO TUBULAÇÕES

"Dimensionamento tubulações aparato experimental"  
"Aparato Tubulação Solução.EES"

"A exemplo de sistemas de refrigeração por compressão de vapores utilizando amônia, onde não existe a necessidade de arraste de óleo, as tubulações de sistemas de refrigeração por absorção podem (e devem) ser dimensionadas para perdas de pressão muito pequenas."

"1. Fornecendo DELTA T, obtem-se D\_int;"

"2. Fornecendo D\_int, obtem-se DELTA T"

!-----Trecho 1-----Solução saturada"

$$DELTA T_1 = 0,3[C]$$

$$P_1 = 1[kPa] \text{ "Pressão absorvedor"}$$

$$m_{dot\_1} = 0,0208[kg/s] : m_{dot\_1\_vol} = (m_{dot\_1} / RHO_1) * convert(m^3/s; l/h)$$

$$x_1 = 60[ \% ]$$

$$T_1 = T_{LIBR}('SI'; P_1; x_1)$$

$$T_{1\_1} = T_1 - DELTA T_1$$

$$P_{1\_1} = P_{LIBR}('SI'; T_{1\_1}; x_1)$$

$$DELTA P_1 = P_1 - P_{1\_1}$$

$$vol_1 = V_{LIBR}('SI'; T_{1\_1}; x_1) * convert(cm^3/g; m^3/kg)$$

$RHO\_1=1/vol\_1$   
 $MU\_1=VISC\_LIBR('SI';T\_1;x\_1)*convert(Pa\cdot s;kg/m\cdot s)$   
 $NU\_1=MU\_1/RHO\_1$   
 $L\_1=1[m]$   
 $Re\_D1=(4*m\_dot\_1)/(PI*D\_1*MU\_1)$   
 $A\_c1=(PI*D\_1^2)/4$   
 $V\_1=m\_dot\_1/(RHO\_1*A\_c1)$   
 $f\_1=64/Re\_D1$  "Escoamento laminar"  
 $DELTA P\_1=f\_1*(L\_1/D\_1)*(RHO\_1*V\_1^2/2)*convert(kg/m\cdot s^2;kPa)$   
 "!-------Trecho 2-----Solução sub-resfriada"  
 $DELTA T\_2=0,3[C]$   
 $P\_2=10[kPa]$  "Pressão gerador"  
 $m\_dot\_2=0,0208[kg/s]$  :  $m\_dot\_2\_vol=(m\_dot\_2/RHO\_2)*convert(m^3/s;l/h)$   
 $x\_2=60[％]$   
 $T\_2=T\_1$   
 $T\_2\_1=T\_2-DELTA T\_2$   
 $P\_2\_1=P\_sat(Steam\_IAPWS;T=T\_2\_1)$   
 $DELTA P\_2=P\_2-P\_2\_1$   
 $vol\_2=V\_LIBR('SI';T\_2;x\_2)*convert(cm^3/g;m^3/kg)$   
 $RHO\_2=1/vol\_2$   
 $MU\_2=VISC\_LIBR('SI';T\_2;x\_2)*convert(Pa\cdot s;kg/m\cdot s)$   
 $NU\_2=MU\_2/RHO\_2$   
 $L\_2=1[m]$   
 $Re\_D2=(4*m\_dot\_2)/(PI*D\_2*MU\_2)$   
 $A\_c2=(PI*D\_2^2)/4$   
 $V\_2=m\_dot\_2/(RHO\_2*A\_c2)$   
 $f\_2=64/Re\_D2$  "Escoamento laminar"  
 $DELTA P\_2=f\_2*(L\_2/D\_2)*(RHO\_2*V\_2^2/2)*convert(kg/m\cdot s^2;kPa)$   
 "!-------Trecho 3-----Solução sub-resfriada"  
 $DELTA T\_3=0,3[C]$   
 $P\_3=10[kPa]$  "Pressão gerador"



$m_{\dot{3}}=0,0208[\text{kg/s}]$ ;  $m_{\dot{3}\text{vol}}=(m_{\dot{3}}/\text{RHO}_3)*\text{convert}(\text{m}^3/\text{s};\text{l/h})$   
 $x_3=60[\%]$   
 $T_{3s}=T_{\text{LIBR}}('SI';P_3;x_3)$   
 $T_{3_1}=T_{3s}-\text{DELTAT}_3$   
 $P_{3_1}=P_{\text{LIBR}}('SI';T_{3_1};x_3)$   
 $\text{DELTAP}_3=P_3-P_{3_1}$   
 $T_3=83,6[\text{C}]$   
 $\text{vol}_3=V_{\text{LIBR}}('SI';T_3;x_3)*\text{convert}(\text{cm}^3/\text{g};\text{m}^3/\text{kg})$   
 $\text{RHO}_3=1/\text{vol}_3$   
 $\text{MU}_3=\text{VISC}_{\text{LIBR}}('SI';T_3;x_3)*\text{convert}(\text{Pa}\cdot\text{s};\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s})$   
 $\text{NU}_3=\text{MU}_3/\text{RHO}_3$   
 $L_3=1[\text{m}]$   
 $\text{Re}_{D3}=(4*m_{\dot{3}})/(\text{PI}*D_3*\text{MU}_3)$   
 $A_{c3}=(\text{PI}*D_3^2)/4$   
 $V_3=m_{\dot{3}}/(\text{RHO}_3*A_{c3})$   
 $f_3=64/\text{Re}_{D3}$ "Escoamento laminar"  
 $\text{DELTAP}_3=f_3*(L_3/D_3)*(RHO_3*V_3^2/2)*\text{convert}(\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^2;\text{kPa})$   
"!-----Trecho 4-----Solução saturada"  
 $\text{DELTAT}_4=0,3[\text{C}]$   
 $P_4=10[\text{kPa}]$ "Pressão absorvedor"  
 $m_{\dot{4}}=0,02[\text{kg/s}]$ ;  $m_{\dot{4}\text{vol}}=(m_{\dot{4}}/\text{RHO}_4)*\text{convert}(\text{m}^3/\text{s};\text{l/h})$   
 $x_4=62,4[\%]$   
 $T_4=T_{\text{LIBR}}('SI';P_4;x_4)$   
 $T_{4_1}=T_4-\text{DELTAT}_4$   
 $P_{4_1}=P_{\text{LIBR}}('SI';T_{4_1};x_4)$   
 $\text{DELTAP}_4=P_4-P_{4_1}$   
 $\text{vol}_4=V_{\text{LIBR}}('SI';T_4;x_4)*\text{convert}(\text{cm}^3/\text{g};\text{m}^3/\text{kg})$   
 $\text{RHO}_4=1/\text{vol}_4$   
 $\text{MU}_4=\text{VISC}_{\text{LIBR}}('SI';T_4;x_4)*\text{convert}(\text{Pa}\cdot\text{s};\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s})$   
 $\text{NU}_4 = \text{MU}_4 / \text{RHO}_4$   
 $L_4=1[\text{m}]$

$Re_{D4} = (4 \cdot \dot{m}_4) / (\pi \cdot D_4 \cdot \mu_4)$   
 $A_{c4} = (\pi \cdot D_4^2) / 4$   
 $V_4 = \dot{m}_4 / (\rho_4 \cdot A_{c4})$   
 $f_4 = 64 / Re_{D4}$  "Escoamento laminar"  
 $\Delta P_4 = f_4 \cdot (L_4 / D_4) \cdot (\rho_4 \cdot V_4^2 / 2) \cdot \text{convert}(\text{kg/m-s}^2; \text{kPa})$   
 "!!-----Trecho 5-----Solução sub-resfriada"  
 $\Delta T_5 = 0,3 [C]$   
 $P_5 = 10 [\text{kPa}]$  "Pressão gerador"  
 $\dot{m}_{dot_5} = 0,02 [\text{kg/s}]$  :  $\dot{m}_{dot_5\_vol} = (\dot{m}_{dot_5} / \rho_5) \cdot \text{convert}(\text{m}^3/\text{s}; \text{l/h})$   
 $x_5 = 62,4 [\%]$   
 $T_{5s} = T_{LIBR}('SI'; P_5; x_5)$   
 $T_{5\_1} = T_{5s} - \Delta T_5$   
 $P_{5\_1} = P_{LIBR}('SI'; T_{5\_1}; x_5)$   
 $\Delta P_5 = P_5 - P_{5\_1}$   
 $T_5 = 63,3 [C]$   
 $P_{vap\_5} = (P_{LiBrH2O}(T_5; 0,624)) \cdot \text{convert}(\text{kPa}; \text{mH}_2\text{O})$   
 $vol_5 = V_{LIBR}('SI'; T_5; x_5) \cdot \text{convert}(\text{cm}^3/\text{g}; \text{m}^3/\text{kg})$   
 $\rho_5 = 1 / vol_5$   
 $\mu_5 = VISC_{LIBR}('SI'; T_5; x_5) \cdot \text{convert}(\text{Pa-s}; \text{kg/m-s})$   
 $NU_5 = \mu_5 / \rho_5$   
 $L_5 = 1 [\text{m}]$   
 $Re_{D5} = (4 \cdot \dot{m}_{dot_5}) / (\pi \cdot D_5 \cdot \mu_5)$   
 $A_{c5} = (\pi \cdot D_5^2) / 4$   
 $V_5 = \dot{m}_{dot_5} / (\rho_5 \cdot A_{c5})$   
 $f_5 = 64 / Re_{D5}$  "Escoamento laminar"  
 $\Delta P_5 = f_5 \cdot (L_5 / D_5) \cdot (\rho_5 \cdot V_5^2 / 2) \cdot \text{convert}(\text{kg/m-s}^2; \text{kPa})$   
 "!!-----Trecho 6-----Solução + vapor"  
 $\Delta T_6 = 0,3 [C]$   
 $P_6 = 1 [\text{kPa}]$   
 $\dot{m}_{dot_6} = \dot{m}_{dot_5}$  :  $\dot{m}_{dot_6\_vol} = (\dot{m}_{dot_6} / \rho_6) \cdot \text{convert}(\text{m}^3/\text{s}; \text{l/h})$

```

x_6=x_5
T_6=55[C]
T_6s=T_LIBR('SI';P_6;x_6)
T_6_1=T_6s-DELTAT_6
P_6_1=P_LIBR('SI';T_6_1;x_6)
DELTAP_6=P_6-P_6_1
h_5=H_LIBR('SI';T_5;x_5)
h_6=h_5
Call Q_LIBR('SI';h_6;P_6;x_6:Q_6b;T_6b;XI_6;hl_6;hv_6)
Q_6=Q_6b*0,01
vol_6=V_LIBR('SI';T_6;x_6)*convert(cm^3/g;m^3/kg)
RHO_6=1/vol_6
MU_6=VISC_LIBR('SI';T_6;x_6)
NU_6 = MU_6 / RHO_6
Re_D6=(4*m_dot_6)/(PI*D_6*MU_6)
A_c6=PI*D_6^2/4
V_6=m_dot_6/(RHO_6*A_c6)
f_6=64/Re_D6"Escoamento laminar"
L_6=1[m]
DELTAP_6=f_6*(L_6/D_6)*RHO_6*(V_6^2/2)*convert(kg/m-s^2;kPa)

"!-----Trecho 7-----Vapor superaquecido"
DELTAT_7=0,3[C]
P_7=10[kPa]"Pressão condensação"
m_dot_7=0,0008[kg/s]
"x_3=60[%]"
T_7=T_LIBR('SI';P_7;x_3)
T_7s=T_sat(Steam_IAPWS;P=P_7)
T_7_1=T_7s-DELTAT_7
P_7_1=P_sat(Steam_IAPWS;T=T_7_1)
DELTAP_7=P_7-P_7_1

```

$RHO\_7 = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_7; P=P\_7)$   
 $MU\_7 = \text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_7; P=P\_7)$   
 $L\_7 = 1[\text{m}]$   
 $Re\_D7 = (4 * m\_dot\_7) / (\pi * D\_7 * MU\_7)$   
 $A\_c7 = (\pi * D\_7^2) / 4$   
 $V\_7 = m\_dot\_7 / (RHO\_7 * A\_c7)$   
 $f\_7 = (0,790 * \ln(Re\_D7) - 1,64)^{-2}$  "Petukhov 3000 < Re\_D < 5 x 10^6 - Incropera pg. 328"  
 $DELTA P\_7 = f\_7 * (L\_7 / D\_7) * (RHO\_7 * V\_7^2 / 2) * \text{convert}(\text{kg/m-s}^2; \text{kPa})$   
 "!-------Trecho 8-----Líquido saturado"  
 $DELTA T\_8 = 0,3[\text{C}]$   
 $P\_8 = P\_7$   
 $T\_8 = T\_sat(\text{Steam\_IAPWS}; P=P\_8)$  "Temperatura condensação"  
 $m\_dot\_8 = m\_dot\_7 : m\_dot\_8\_vol = (m\_dot\_8 / RHO\_8) * \text{convert}(\text{m}^3/\text{s}; \text{l/h})$   
 $RHO\_8 = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_8; x=0)$   
 $MU\_8 = \text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_8; x=0)$   
 $T\_8\_1 = T\_8 - DELTA T\_8$   
 $P\_8\_1 = P\_sat(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_8\_1)$   
 $DELTA P\_8 = P\_8 - P\_8\_1$   
 $Re\_D8 = (4 * m\_dot\_8) / (\pi * D\_8 * MU\_8)$  "Duto circular"  
 $A\_c8 = \pi * D\_8^2 / 4$   
 $V\_8 = m\_dot\_8 / (RHO\_8 * A\_c8)$   
 $f\_8 = 64 / Re\_D8$  "Escoamento laminar"  
 $L\_8 = 1[\text{m}]$   
 $DELTA P\_8 = f\_8 * (L\_8 / D\_8) * RHO\_8 * (V\_8^2 / 2) * \text{convert}(\text{kg/m-s}^2; \text{kPa})$   
 "!-------Trecho 9-----Líquido + vapor"  
 $DELTA T\_9 = 0,3[\text{C}]$  " Variação temperatura evaporação causada por perda carga tubulação"  
 $P\_9 = 1[\text{kPa}]$   
 $h\_8 = \text{Enthalpy}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T\_8\_1; P=P\_8)$  "Aproximação entalpia líquido sub-resfriado entrada válvula"  
 $h\_9 = h\_8$   
 $T\_9 = \text{Temperature}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P\_9; h=h\_9)$  "Temperatura saída"

$Q_9 = \text{Quality}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_9; h=h_9)$  "Título vapor saída"  
 $m_{\dot{9}} = m_{\dot{8}} : m_{\dot{9}\text{vol}} = (m_{\dot{9}}/\text{RHO}_9) * \text{convert}(m^3/s; l/h)$   
 $\text{RHO}_9 = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_9; x=0)$  "Aproximação..."  
 $\text{MU}_9 = \text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_9; x=0)$  "Aproximação..."  
 $T_{9\_1} = T_9 - \text{DELTAT}_9$   
 $P_{9\_1} = P_{\text{sat}}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{9\_1})$   
 $\text{DELTAP}_9 = P_9 - P_{9\_1}$   
 $\text{Re}_{D9} = (4 * m_{\dot{9}}) / (\text{PI} * D_9 * \text{MU}_9)$   
 $A_{c9} = \text{PI} * D_9^2 / 4$   
 $V_9 = m_{\dot{9}} / (\text{RHO}_9 * A_{c9})$   
 $f = (0,790 * \ln(\text{Re}_D) - 1,64)^{-2}$  Petukhov  $3000 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6$   
 $f_9 = 64 / \text{Re}_{D9}$  "Escoamento laminar"  
 $L_9 = 1 \text{ [m]}$   
 $\text{DELTAP}_9 = f_9 * (L_9 / D_9) * \text{RHO}_9 * (V_9^2 / 2) * \text{convert}(kg/m-s^2; kPa)$   
 "-----Trecho 10-----Vapor saturado"  
 $\text{DELTAT}_{10} = 0,3 \text{ [C]}$   
 $P_{10} = P_9$  "Pressão evaporador"  
 $m_{\dot{10}} = m_{\dot{9}}$   
 $T_{10} = T_{\text{sat}}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_{10})$  "Temperatura evaporação"  
 $T_{10\_1} = T_{10} - \text{DELTAT}_{10}$   
 $P_{10\_1} = P_{\text{sat}}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{10\_1})$   
 $\text{DELTAP}_{10} = P_{10} - P_{10\_1}$   
 $\text{RHO}_{10} = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{10}; x=1)$   
 $\text{MU}_{10} = \text{Viscosity}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_{10}; x=1)$   
 $L_{10} = 1 \text{ [m]}$   
 $\text{Re}_{D10} = (4 * m_{\dot{10}}) / (\text{PI} * D_{10} * \text{MU}_{10})$   
 $A_{c10} = (\text{PI} * D_{10}^2) / 4$   
 $V_{10} = m_{\dot{10}} / (\text{RHO}_{10} * A_{c10})$   
 $f_{10} = (0,790 * \ln(\text{Re}_{D10}) - 1,64)^{-2}$  "Petukhov  $3000 < \text{Re}_D < 5 \times 10^6$ "  
 $\text{DELTAP}_{10} = f_{10} * (L_{10} / D_{10}) * (\text{RHO}_{10} * V_{10}^2 / 2) * \text{convert}(kg/m-s^2; kPa)$

## A.9 DIMENSIONAMENTO VEX

" Dimensionamento de VEX "  
"Válvula expansão - Capacidade.EES"

"! ----- Dados ----- "

Fluido\$ = 'Steam\_IAPWS'

P\_8 = 10 [kPa] : P\_9 = 1,3 [kPa]

m\_dot\_8 = 0,0008 [kg/s]

Cd = 0,6 "Valores de Cd constam na Tabela paramétrica"

"! ----- Desenvolvimento ----- "

DELTAP = P\_8 - P\_9

DELTAP1 = DELTAP \* convert (kPa; kgf/cm^2)

T\_8 = T\_sat(Fluido\$;P=P\_8)

Rho = Density(Fluido\$;T=T\_8; x = 0)

Rho1 = Rho \* convert (kg/m^3; kg/dm^3)

Q1 = m\_dot\_8 \* convert (kg/s; kg/h)

Mu = Viscosity(Fluido\$;T=T\_8; x = 0)

h = Enthalpy(Fluido\$;T=T\_8; x = 0)

Re = (4 \* m\_dot\_8)/(PI \* d \* Mu)

"! ----- Resultados ----- "

Q1 = 39,6 \* Cd \* d1^2 \* SQRT(Rho1 \* DELTAP1) "Remi (1979)"

m\_dot\_8 = Cd \* (PI \* d^2/4) \* SQRT (2 \* Rho \* DELTAP\*convert (kPa;Pa)) "ASHRAE  
Fundamentals (1989) p. 2.11"

DELTAP2 = DELTAP \* convert (kPa; bar)

## A.10 DIMENSIONAMENTO TUBO CAPILAR

"Dimensionamento tubo capilar, segundo Stoecker, Cap. 13 pg. 293-299"  
"Tubo capilar.EES"

PROCEDURE Capilar (D\_i; Fluido\$; m\_dot; T\_c; T\_e : L)

\$Arrays ON

S := PI \* D\_i^2 / 4

DELTAT := -1 [C]

L := 0

i := 1

T[i] := T\_c

REPEAT

    P[i] := P\_sat(Fluido\$;T=T[i])

    v\_l [i] := Volume(Fluido\$;P=P[i]; x=0)

    v\_v [i] := Volume(Fluido\$;P=P[i]; x=1)

    h\_l [i] := Enthalpy(Fluido\$;P=P[i];x=0)

    h\_v [i] := Enthalpy(Fluido\$;P=P[i];x=1)

    Mu\_l [i] := Viscosity(Fluido\$;P=P[i];x=0)

    Mu\_v [i] := Viscosity(Fluido\$;P=P[i];x=1)

    Rho\_l [i] := Density(Fluido\$;P=P[i];x=0)

    Rho\_v [i] := Density(Fluido\$;P=P[i];x=1)

IF (i = 1) THEN

    x[i] := 0

    v[i] := v\_l [i]

    h[i] := h\_l [i]

    Mu[i] := Mu\_l [i]

    Rho[i] := Rho\_l [i]

    Vel[i] := m\_dot/S \* v[i]

ELSE

    A := (v\_v [i] - v\_l [i])^2 \* (m\_dot/S)^2 \* ( 1/2)

    B := 1000\*(h\_v [i] - h\_l [i]) + v\_l [i] \* (v\_v [i] - v\_l [i]) \* (m\_dot/S)^2

    C := 1000\*(h\_l [i] - h[1]) + (m\_dot/S)^2 \* 1/2 \* (v\_l [i])^2 - (v[1])^2/2

    x[i] := ABS ((- B + SQRT(B^2 - 4 \* A \*C))/(2 \* A))

    v[i] := v\_l [i] \* (1 - x[i]) + v\_v [i] \* x[i]

    h[i] := h\_l [i] \* (1 - x[i]) + h\_v [i] \* x[i]

```

    Mu[i] := Mu_l[i] * (1 - x[i]) + Mu_v [i] * x[i]
    Rho[i] := Rho_l [i] * (1 - x[i]) + Rho_v [i] * x[i]
    Vel[i] := m_dot/S * v[i]
ENDIF

Re[i] = (Rho[i] * Vel[i] * D_i)/Mu[i]
Epsilon = 0,15E-5 [m]
Xi := 0
REPEAT " Laço para determinação do coeficiente de atrito f"
    Xi := Xi + 1E-5
    M := 1/SQRT(Xi)
    N := -2 * LOG10 (Epsilon/(3,7 * D_i) + 2,51/(Re[i] * SQRT(Xi)))
UNTIL (M - N < 1E-5)
f[i] := Xi
IF (i = 1) THEN
    f_m [i] := 0
    Vel_m [i] := 0
    DELTAL[i] := 0
ELSE
    f_m [i] := (f[i] + f[i - 1])/2
    Vel_m [i] := (Vel[i] + Vel[i - 1])/2
    DELTAL[i] := (1000 * (P[i - 1] - P[i]) - m_dot/A * (Vel[i] - Vel[i - 1])) * (2 * D_i * v[i])/(f_m [i] *
Vel_m [i] * Vel[i])
ENDIF

L := L + DELTAL[i]
i := i + 1
T[i] := T[i-1] + DELTAT
UNTIL (T[i] < T_e)
END

"! ----- Dados ----- "
D_i = 3,24E-3 [m] " D_i tubo capilar"

```



Fluido\$ = 'Water'

m\_dot = 0,0008 [kg/s] " Este dado pode ser fornecido via tabela paramétrica"

T\_c = 46 [C]

T\_e = 10,9 [C]

"! ----- Desenvolvimento ----- "

P\_c = P\_sat(Fluido\$;T=T\_c)

P\_e = P\_sat(Fluido\$;T=T\_e)

DELTAP = P\_c - P\_e

"! ----- Resultados ----- "

CALL Capilar (D\_i; Fluido\$; m\_dot; T\_c; T\_e : L)

## A.11 SELEÇÃO VEX A PARTIR DADOS FABRICANTE PARA R22

"Estudo válvula de expansão Danfoss tipo T2 TE2, para aplicação ao aparato"

"Válvula expansão T2 TE2.EES"

"!-----Dados-----"

"Tabela seleção Danfoss tipo T 2 e TE 2"

T\_sub=4[C]"Sub-resfriamento considerado para a capacidade nominal da válvula"

T\_ss=5[C] "Superaquecimento estático (sem MOP) --> ajustado de fábrica"

T\_so=6[C] "Superaquecimento de abertura da válvula"

T\_sup=T\_ss+T\_so "Superaquecimento reinante para a capacidade nominal da válvula"

T\_e=10[C] "Temperatura de evaporação"

DELTAP\_1 = 2\*convert(bar;kPa) "Queda de pressão na válvula referente condições catálogo Danfoss"

q\_e\_#00 = 0,87 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 00"

q\_e\_#01 = 2,2 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 01"

q\_e\_#02 = 3,0 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 02"

q\_e\_#03 = 5,4 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 03"

q\_e\_#04 = 8,1 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 04"

q\_e\_#05 = 10,2 [kW] "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 05"

$q_e_{\#06} = 12,6 \text{ [kW]}$  "Capacidade para R 22 e TX 2 orifício 06"  
 "Condições no aparato"  
 $P_8 = 10 \text{ [kPa]}$  "Pressão de alta --> condensador"  
 $\text{DELTA}P_2 = 9 \text{ [kPa]}$  "Diferença pressões alta e baixa no aparato"  
 $m_{\text{dot}}_{H2O} = 0,0008 \text{ [kg/s]}$   
 "!-------Desenvolvimento-----"  
 $P_e = P_{\text{sat}}(R22; T=T_e)$  "Pressão de evaporação"  
 $P_c = P_e + \text{DELTA}P_1$  "Pressão de condensação --> desconsideradas perdas linha líquido"  
 $T_c = T_{\text{sat}}(R22; P=P_c)$   
 $T_3 = T_c - T_{\text{sub}}$  "Temperatura R 22 à entrada da válvula"  
 $T_1 = T_e + T_{\text{sup}}$  "Temperatura R 22 à entrada do compressor"  
 $h_1 = \text{Enthalpy}(R22; T=T_1; P=P_e)$  "Entalpia R 22 à entrada do compressor"  
 $h_3 = \text{Enthalpy}(R22; T=T_3; P=P_c)$  "Entalpia R 22 à entrada da válvula"  
 $\rho_3 = \text{Density}(R22; T=T_3; P=P_c)$  "Massa específica R 22 entrada válvula"  
 $h_4 = h_3$  "Entalpia à saída da válvula -->expansão isentálpica"  
 "No aparato"  
 $T_8 = T_{\text{sat}}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_8)$  "Temperatura água saída condensador - saturada título = 0"  
 $\rho_8 = \text{Density}(\text{Water}; T=T_8; P=P_8)$  "Massa específica água à entrada válvula"  
 "!-------Pesquisa"  
 $m_{\text{dot}}_{R22\#00} = (q_e_{\#00} * \text{convert}(\text{kW}; \text{kJ/s})) / (h_1 - h_4)$  "Vazão de R 22 para a válvula Danfoss TX 2 com orifício # 00 "  
 $m_{\text{dot}}_{R22\#00} / m_{\text{dot}}_{H2O} = \text{sqrt}((\rho_3 * \text{DELTA}P_1) / (\rho_8 * \text{DELTA}P_2))$  "Vazão de H2O para a válvula Danfoss TX 2 com orifício # 00 "

## A.12 SELEÇÃO VRP A PARTIR DADOS FABRICANTE PARA R22

"Estudo válvula de expansão Emerson Climate tipo AA, para aplicação ao aparato"  
 "Esta rotina determina a capacidade em TR para R22 que garante as condições de projeto do aparato utilizando H2OLiBr"  
 "Válvula expansão AA###\_sol.EES"

!-------Dados-----"

"Tabela seleção Emerson Climate tipo AA"

$T_{sub}=4[C]$  "Sub-resfriamento considerado para a capacidade nominal da válvula"  
 $T_{ss}=4[C]$  "Superaquecimento estático (sem MOP) --> ajustado de fábrica"  
 $T_{so}=4[C]$  "Superaquecimento de abertura da válvula"  
 $T_{sup}=T_{ss}+T_{so}$  "Superaquecimento reinante para a capacidade nominal da válvula"  
 $T_e = (50 - 32) * \text{convert}(F;C)$  "Temperatura de evaporação"  
 $DELTA P_1 = 100 * \text{convert}(\text{psi};\text{kPa})$  "Queda de pressão na válvula referente condições catálogo Emerson Climate"

"< Capacidade para R 22 conforme catálogo Emerson Climate AA >

AA 1/5 = 0,19 [ton]

AA 1/4 = 0,34 [ton]

AA 1/2 = 0,59 [ton]

AA 1 = 0,94 [ton]

AA 1-1/2 = 1,36 [ton]

AA 2 = 1,99 [ton]

AA 2-1/2 = 2,79 [ton]

AA 3 = 3,42 [ton]

AA 4 = 4,05 [ton]

AA 5 = 5,55 [ton] "

"< Condições no aparato >"

$P_8=10[\text{kPa}]$  "Pressão de alta --> condensador"

$DELTA P_2 = 9 [\text{kPa}]$  "Diferença pressões alta e baixa no aparato"

$T_6 = 55 [C]$  "Temperatura solução entrada válvula"

$x_6 = 0,624$  "Concentração solução entrada válvula"

$\rho_6 = \rho_{LiBrH_2O}(T_6;x_6)$  "Massa específica solução entrada válvula"

$m_{dot} H_2OLiBr = 0,02 [\text{kg/s}]$  "Condição projeto aparato"

"!-----Desenvolvimento-----"

$P_e=P_{sat}(R22;T=T_e)$  "Pressão de evaporação"

$P_c = P_e + DELTA P_1$  "Pressão de condensação --> desconsideradas perdas linha líquido"

$T_c=T_{sat}(R22;P=P_c)$

$T_3 = T_c - T_{sub}$  "Temperatura R 22 à entrada da válvula"

$T_1 = T_e + T_{sup}$  "Temperatura R 22 à entrada do compressor"  
 $h_1 = \text{Enthalpy}(R22; T=T_1; P=P_e)$  "Entalpia R 22 à entrada do compressor"  
 $h_3 = \text{Enthalpy}(R22; T=T_3; P=P_c)$  "Entalpia R 22 à entrada da válvula"  
 $\rho_3 = \text{Density}(R22; T=T_3; P=P_c)$  "Massa específica R 22 entrada válvula"  
 $h_4 = h_3$  "Entalpia à saída da válvula -->expansão isentálpica"  
 $F_c = 1,38727466E+00 - 9,91112229E-03 * T_3 - 9,17763787E-06 * T_3^2$   
 "!-----Pesquisa de  $q_e_{###}$  (Capacidade mínima, em KW, para válvula AA X para uso com  
 solução de água-brometo de lítio)"  
 $m_{dot\_R22_{###}} = (q_e_{###} * \text{convert}(kW; kJ/s)) / (h_1 - h_4)$  "Vazão de R 22 para a válvula Emerson  
 Climate AA "  
 $m_{dot\_R22_{###}} / m_{dot\_H2OLiBr} = \text{sqrt}((\rho_3 * \text{DELTAP}_1) / (\rho_6 * \text{DELTAP}_2))$  "Vazão de  
 solução para a válvula Emerson Climate AA"  
 $q_e_{TR} = q_e_{###} * \text{convert}(kW; ton)$  " Capacidade em TR da válvula para R22"

### A.13 MÉTODO DE WILSON

"Método de Wilson"  
 "Aparato Método de Wilson\_33\_1.EES"  
 "Este programa calcula  $h_i$  e a constante C para a equação genérica de Nusselt, a partir de  
 valores medidos em bancada de ensaios"  
 "e valores arbitrados para expoentes de Re e Pr"  
 " "  
 "! ----- Dados: Wilson 33 - 20.08.2011 ----- "  
 " Características local / aparato"  
 $ALT = 1000$  [m] " Altitude no Bloco G - Laboratório de termociências e metrologia dinâmica -  
 Brasília (DF)"  
 $g = 9,7808439$  [m/s<sup>2</sup>] " Aceleração da gravidade no Bloco G - Laboratório de termociências e  
 metrologia dinâmica - Brasília (DF) "  
 $D_i = 19,92E-3$  [m] :  $D_e = 22,2E-3$  [m] :  $L = 1,0$  [m] :  $Epsilon = 1,5E-6$  [m] " Tubo de cobre 7/8"  
 ASTM B 280"  
 $H_{est} = 3$  [m] " ----- Altura nível caixa d'água"  
 Fluido\$ = ' Steam\_IAPWS' : Z = 6  
 " Lado do vapor"  
 $T_{10}[1..Z] = [54,9; 54,8; 54,9; 54,8; 54,9; 54,9]$   
 " Lado da água"

Vz\_13[1..Z] = [150; 175; 200; 225; 250; 275] " Vazão em L/h "

T\_13[1..Z] = [31,4; 31,7; 32,0; 32,0; 32,0; 32,5] " Entrada "

T\_14[1..Z] = [36,5; 36,6; 36,7; 36,5; 36,2; 36,6] " Saída "

" Expoentes"

m = 0,8 "para Reynolds"

n = 0,4 " para Prandtl - Aquecimento da água"

"! ----- Desenvolvimento -----"

P\_atm = 101,325 [kPa] \* (1 - 2,25577E-5 [dim/m] \* ALT)^5,2559

A\_i = PI \* D\_i \* L "Área da superfície interna de troca"

A\_e = PI \* D\_e \* L "Área da superfície externa de troca"

S\_i = PI \* D\_i^2 / 4 " Seção interna"

RugRel = Epsilon/ D\_i " Rugosidade relativa "

LsobreD = L/D\_i " Informa sobre desenvolvimento das condições escoamento "

DUPLICATE i = 1; Z " ----- Início gera matriz ----- "

T\_m[i] = (T\_13[i] + T\_14[i]) / 2 " Temperatura média da água"

P\_est[i] = (H\_est \* RHO[i] \* g) \* convert (Pa ; kPa) " Pressão estática da água"

P\_água[i] = P\_atm + P\_est[i]

" Propriedades termofísicas da água"

k[i] = (Conductivity(Fluido\$; T=T\_m[i]; P=P\_água[i]))

RHO[i] = Density(Fluido\$; T=T\_m[i]; P = P\_água[i])

c\_p[i] = Cp(Fluido\$; T = T\_m[i] ; P = P\_água[i]) \* convert (kJ/kg-C; J/kg-C)

MU[i] = Viscosity(Fluido\$; T=T\_m[i] ; P = P\_água[i])

Pr[i] = Prandtl(Fluido\$; T=T\_m[i] ; P = P\_água[i])

" Determinação de m\_dot\_13 "

m\_dot\_13[i] = Vz\_13[i] \*convert (l/h; m^3/s) \* Rho[i]

" Determinação de 1 / Re^m "

V\_13[i] = m\_dot\_13[i]/(Rho[i] \* S\_i)

Re[i] = (V\_13[i] \* D\_i \* RHO[i]) / MU[i]

InvRe|m[i] = Re[i]^(-m)

" Balanço de energia e resistência térmica total"

$q_{dot}[i] = m_{dot\_13}[i] * c_p[i] * (T_{14}[i] - T_{13}[i])$  " Determinação de  $R_t = 1 / U.A$  (Incropera, 2003. p. 64)"

$Arg[i] = (T_{10}[i] - T_{14}[i]) / (T_{10}[i] - T_{13}[i])$

$LMTD[i] = ((T_{10}[i] - T_{14}[i]) - (T_{10}[i] - T_{13}[i])) / \ln (Arg[i])$

$R_t[i] = LMTD[i] / q_{dot}[i]$

$Nusselt\_DB[i] = 0,023 * (Re[i])^m * (Pr[i])^n$

CALL PipeFlow\_N(Re[i]; Pr[i]; LsobreD; RugRel: Nusselt\_T[i]; Nusselt\_H[i]; f[i])

END " ----- Fim gera matriz ----- "

Call CURVEFIT1D ('Linear'; InvRe|m[1..Z]; R\_t[1..Z] : C\_1; Incl; RMS; Bias; R|2 )

Incl = 1 / (C\_2 \* A\_i)

$k_{bar} = AVERAGE (k [1..Z])$  :  $Pr_{bar} = AVERAGE (Pr [1..Z])$  :  $cp_{bar} = AVERAGE (c_p [1..Z])$

$q_{bar} = AVERAGE (q_{dot} [1..Z])$  :  $h_{bar\_i} = AVERAGE (h_{WLS} [1..Z])$

$T_{bar\_10} = AVERAGE (T_{10} [1..Z])$  :  $T_{bar\_m} = AVERAGE (T_m [1..Z])$

$T_{bar\_13} = AVERAGE (T_{13} [1..Z])$  :  $T_{bar\_14} = AVERAGE (T_{14} [1..Z])$

$DELTAT_{saída} = T_{si} - T_{bar\_14}$  :  $DELTAT_{entrada} = T_{si} - T_{bar\_13}$

$T_{bar\_tb} = (T_{bar\_10} + T_{bar\_m}) / 2$  :  $k_{Cu} = k('Copper'; T_{bar\_tb})$

"! ----- Resultados ----- "

DUPLICATE i = 1; Z

$h_{WLS}[i] = C_2 * Re[i]^m$  " Wilson"

$h_{DB}[i] = Nusselt\_DB[i] * (k[i] / D_i)$  " Dittus-Boelter "

$h_{GNL}[i] = Nusselt\_T[i] * (k[i] / D_i)$  " Gnielinski "

$DELTA h_{DW}[i] = (h_{DB}[i] - h_{WLS}[i]) / h_{DB}[i]$

$DELTA h_{GW}[i] = (h_{GNL}[i] - h_{WLS}[i]) / h_{GNL}[i]$

END

$C = C_2 * (D_i / k_{bar}) * 1 / Pr_{bar}^{0,4}$  " Coeficiente para a expressão geral -->  $Nu = C . Re^m . Pr^{0,4}$  (Wilson) "

$q_{bar} = h_{bar\_i} * A_i * (DELTAT_{saída} - DELTAT_{entrada}) / \ln(DELTAT_{saída} / DELTAT_{entrada})$   
" Determina  $T_{si}$  (convecção) superfícies cilíndricas"

$q_{bar} = (2 * PI * k_{Cu} * L * (T_{se} - T_{si})) / \ln (D_e / D_i)$  " Determina  $T_{se}$  (condução) superfícies cilíndricas "

## A.14 ESTUDO AUMENTO CONCENTRAÇÃO

"O presente estudo determina as alterações de massa, volume e concentração das espécies envolvidas no processo de concentração. e posterior diluição da solução de água-brometo de lítio, durante a partida e parada da bancada" "Estudo operação bancada - concentração. EES"

"! ----- Considerações iniciais ----- "

"a) Condições saturadas dos fluxos à entrada e à saída do gerador;  
b) processo a pressão constante."

"! ----- Observações ----- "

"Fazendo  $P_1 < 1,6$  kPa, garante  $T_3 < 60$  °C ( $T_3$  --> temperatura limite BSC e BSD) "

"! ----- Dados ----- "

$P_{atm} = 676$  [mmHg]

$P_1 = 1,5$  [kPa] " Pressão processo de concentração"

$T_1 = 25,5$  [C] " Temp. inicial da solução - obter leitura SAD -  $T_3$  (M#2 Ch 2)"

$Rho_1 = 1630$  [kg/m<sup>3</sup>] " massa específica inicial da solução - obter leitura TRD"

$vol_1 = 20,3E-3$  [m<sup>3</sup>] " Volume solução adicionada à bancada - medido com proveta graduada de 1 litro"

$x_3 = 0,62$  " Valor desejado para a concentração final LiBr"

$x_2 = 0$  " Vapor d'água puro, isento de traços de LiBr"

$m_{dot_1} = 0,0208$  [kg/s] " Taxa de solução diluída"

$m_{dot_3} = 0,0200$  [kg/s] " Taxa de solução concentrada"

"! ----- Desenvolvimento ----- "

$P_{man} = P_{atm} - P_1 * convert$  (kPa; mmHg)

$P_2 = P_1$  " Temperatura final do processo de concentração "

$P_3 = P_2$

$Rho_1 = rho_{LiBrH2O}(T_1;x_1)$  " Concentração inicial da solução"

$T_{1eq} = T_{LiBrH2O}(P_1;x_1)$  " Temperatura de equilíbrio para  $P_1$  e  $x_1$ "

$m_1 = vol_1 * Rho_1$  " Massa inicial de solução"

$T_3 = T_{LiBrH2O}(P_3;x_3)$  " Temperatura final"

$m_1 * x_1 = m_2 * x_2 + m_3 * x_3$  " Balanço de massa das espécies"

$m_1 = m_2 + m_3$  " Balanço global de massa"

$m_{dot_3} = m_{dot_2} + m_{dot_3}$

$T_2 = T_{\text{sat}}(\text{Steam\_IAPWS}; P=P_2)$  " Temperatura de condensação à pressão final"  
 $\{\text{Rho}_8 = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_8; P=P_4)$  " Massa específica da água condensada"  
 $\text{Rho}_2 = \text{Density}(\text{Steam\_IAPWS}; T=T_2; x=0)$  " Massa específica da água condensada"  
  
**"! ----- Resultados ----- "**  
  
 $\text{Rho}_3 = \text{rho\_LiBrH}_2\text{O}(T_3; x_3)$  " Valor a ser lido no densímetro para  $T_4$  e  $x_4$ , à pressão final"  
  
 $\text{vol}_3 = m_3 / \text{Rho}_3$  " Volume final da solução após o processo de concentração"  
  
 $\text{vol}_2 = m_2 / \text{Rho}_2$  " Volume de água removido"  
  
 $m_{1\_vol} = m_{\text{dot}_1} / \text{Rho}_1 * 3600 \text{ [s/h]} * 1000 \text{ [l/m}^3\text{]}$  " Valor a ser lido no rotâmetro de SD no início do processo "  
  
 $m_{3\_vol} = m_{\text{dot}_3} / \text{Rho}_3 * 3600 \text{ [s/h]} * 1000 \text{ [l/m}^3\text{]}$  " Valor ser lido no rotâmetro de SC ao final do processo"

## A.15 DETERMINAÇÃO CURVA BAarr

"Estudo da determinação da vazão de bombas centrífugas a partir da leitura de pressões e consulta à curva da bomba."

"Determina curva BAarr - BCR2000 1/3 CV Schneider"

"Estudobomba.EES"

**"! ----- Dados ----- "**

$i = 0,277 \text{ [m]}$  " Distância entre linha de centro sucção bomba e a tomada de pressão na descarga"

$i_{\text{prime}} = 0,49 \text{ [m]}$  " Distância entre centro manômetro e tomada pressão na tubulação (vertical) de descarga"

$i_{\text{dprime}} = 0,767 \text{ [m]}$  " Distância entre o centro do mano-vacuômetro e a linha de centro da sucção da bomba"

$\text{Fld\$} = \text{'Water'}$  " Caracterização do líquido"

$N = 6$

$V_z[1..N] = [50; 100; 150; 200; 250; 300] \text{ [l/h]}$  " Leituras rotâmetro"

$P_{\text{prime}} [1..N] = [222,5; 221,3; 220,0; 218,8; 217,8; 215,0] \text{ [kPa]}$  " Leituras manômetro descarga"

$P_{\text{dprime}} [1..N] = [29,0; 29,0; 29,0; 29,0; 29,0; 29,0] \text{ [kPa]}$  " Leituras mano-vacuômetro sucção ==> se a leitura for negativa apor sinal negativo"

$T[1..N] = [31,5; 29,1; 27,9; 26,8; 26,1; 25,8] \text{ [C]}$  " Temperatura do líquido"

**"! ----- Desenvolvimento / Resultados ----- "**

$m = i + i_{\text{prime}} - i_{\text{dprime}}$  " Desnível entre os dois instrumentos"



DUPLICATE j=1; N

$$Q[j] = Vz[j] * \text{convert} (l/h; m^3/h)$$

$$\text{Rho}[j] = \text{Density}(\text{Fld\$}; T=T[j]; P=P\_prime[j])$$

$$H[j] = ((P\_prime[j] - P\_dprime[j]) * \text{convert} (kPa; Pa)) / (\text{Rho}[j] * g\#) + m$$

END

"! ----- Correções de H << Esta seção poderá ser omitida caso as tomadas de pressão sejam localizadas nos bocais da bomba"

Epsilon = 0,0015E-3 [m] : D\_i = 19,92E-3 [m] : Rug\_rel = Epsilon/D\_i " DN = 22,2 mm ==>  
Tubo de cobre ASTM B 280"

k1 = 0,08 " Niple"

k2 = 0,5 " Red/Exp concêntrica"

k3 = 0,9 " Tê de passagem"

k4 = 10 " Válvula globo"

$$S = \text{Pi} * D\_i^2 / 4 : L\_dcg = 16E-2 [m] : L\_asp = 10E-2 [m]$$

DUPLICATE k=1; N

$$m\_dot[k] = Q[k] * \text{Rho}[k] * \text{convert} (kg/h; kg/s)$$

$$V[k] = Q[k] / S * \text{convert} (m/h; m/s)$$

CALL PipeFlow( Fld\$; T[k]; P\_prime[k]; m\_dot[k]; D\_i; L\_dcg; Rug\_rel; h\_dcgT[k]; h\_dcgH[k];  
DELTA P\_dcg\_ret[k]; Nusselt\_dcgT[k]; f\_dcg[k]; Re\_dcg[k])

$$H\_dcg\_ret[k] = (\text{DELTA P\_dcg\_ret}[k] * \text{convert} (kPa; Pa)) / (\text{Rho}[k] * g\#) : H\_dcg\_acd[k] = (2 * k1 + k2 + k4) * V[k]^2 / (2 * g\#) : H\_dcg[k] = H\_dcg\_ret[k] + H\_dcg\_acd[k]$$

CALL PipeFlow( Fld\$; T[k]; P\_dprime[k]; m\_dot[k]; D\_i; L\_asp; Rug\_rel; h\_aspT[k]; h\_aspH[k];  
DELTA P\_asp\_ret[k]; Nusselt\_aspT[k]; f\_asp[k]; Re\_asp[k])

$$H\_asp\_ret[k] = (\text{DELTA P\_asp\_ret}[k] * \text{convert} (kPa; Pa)) / (\text{Rho}[k] * g\#) : H\_asp\_acd[k] = (k1 + k2 + k3) * V[k]^2 / (2 * g\#) : H\_asp[k] = H\_asp\_ret[k] + H\_asp\_acd[k]$$

$$H\_corr[k] = H[k] + H\_dcg[k] + H\_asp[k]$$

END

{Call CURVEFIT1D ('Linear'; Q[1..N]; H\_corr[1..N] : a0; a1; RMS; Bias; R|2; a0\_stderr; a1\_stderr) }

## A.16 MODELO DO CICLO ACRESCIDO DE RESULTADOS EXPERIMENTAIS

"Ensaio\_25.07.2012\_2.EES"

PROCEDURE SomaK (Ntr; Dn\$[11..19]; Nacd[11..19]; k11\$ [1..4]; k12\$ [1..3]; k13\$[1..15];  
k14\$[1..6]; k15\$[1..3]; k16\$[1..5]; k17\$[1..5]; k18\$[1..2]; k19\$[1] : Sk[11..19])

\$Arrays ON

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[11; i] := k11$ [i]
UNTIL i = Nacd[11]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[12; i] := k12$ [i]
UNTIL i = Nacd[12]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[13; i] := k13$ [i]
UNTIL i = Nacd[13]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[14; i] := k14$ [i]
UNTIL i = Nacd[14]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[15; i] := k15$ [i]
UNTIL i = Nacd[15]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[16; i] := k16$ [i]
UNTIL i = Nacd[16]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[17; i] := k17$ [i]
UNTIL i = Nacd[17]
```

```
i := 0
REPEAT
  i := i + 1
  k$[18; i] := k18$ [i]
UNTIL i = Nacd[18]
```

```
i := 0
```

```

REPEAT
  i := i + 1
  k$[19; i] := k19$ [i]
UNTIL i = Nacd[19]

i := 10

REPEAT
  i := i + 1

  LDn[i] := Lookup$row('Fatorkrsc'; 'Dn'; Dn$[i]) " Define linha da tabela"

  Nacd := Nacd[i] " Qtd acidentes do trecho"

  j := 0

  Sk[j] := 0

  REPEAT
    j := j + 1

    IF (k$[i; j] = '0') THEN k[i; j] := 0 ELSE k[i; j] := Lookup ('FatorKrcsc'; LDn[i]; k$[i; j]) " Extrai
valor da tabela"

    Sk[i] := Sk[i] + k[i; j]

  UNTIL (j = Nacd[i])

UNTIL (i = 19)

END

```

```

PROCEDURE DEFINE_Q_BOMBA (P[12]; P[17]; g_local; D_i; S; Rug_rel; Z; Z_prime; Z_dprime;
L_dcg; L_asp; Fld$; T_água; P_água; Rho_água : H_BAarr; Q_BAarr; m_dot[17])

```

```

$Arrays ON

```

```

Zeta := Z + Z_prime - Z_dprime " Desnível entre o manômetro e mano-vacuômetro"

H_prime := ((P[17] - P[12]) * convert (kPa; Pa)) / (Rho_água * g_local) + Zeta " Altura
manométrica s/ correção na BA_arr"

Q_prime[17] := 2 [m^3/h]

REPEAT " Laço p/ correção caso tomadas pressão não estejam bocal bomba"

  Q_prime[17] := Q_prime[17] - 1E-3[m^3/h]

  H[17] = 19,7998 [m] - 0,883963 [m/(m^3/h)] * Q_prime[17] - 1,84134 [m/(m^3/h)^2] *
Q_prime[17]^2 " BAarr - BCR2000 1/3 CV"

  m_dot_prime[17] := Q_prime[17] * Rho_água * convert (kg/h; kg/s) " Vazão mássica sem
correção"

```

```

V := Q_prime[17] / S * convert (m/h; m/s)

k1 := 0,08 " Niple"
k2 := 0,5 " Red/Exp. concêntrica"
k3 := 0,9 " Tê passagem"
k4 := 14 " Válv. globo"

Call PipeFlow (FId$; T_água; P[17]; m_dot_prime[17]; D_i; L_dcg; Rug_rel : h_dcgT;
h_dcgH; DELTAP_dcg_ret; Nusselt_dcgT; f_dcg; Re_dcg)

H_dcg_ret := (DELTAP_dcg_ret * convert (kPa; Pa))/(Rho_água * g_local)

H_dcg_acd := (2 * k1 + k2 + k4) * V^2/(2 * g_local)

H_dcg := H_dcg_ret + H_dcg_acd

CALL PipeFlow( FId$; T_água; P[12]; m_dot_prime[17]; D_i; L_asp;Rug_rel: h_aspT;
h_aspH; DELTAP_asp_ret; Nusselt_aspT; f_asp; Re_asp)

H_asp_ret := (DELTAP_asp_ret * convert (kPa; Pa))/(Rho_água * g_local)

H_asp_acd := (k1 + k2 + k3) * V^2/(2 * g_local)

H_asp := H_asp_ret + H_asp_acd

H_prime[17] := H[17] - H_dcg - H_asp " Altura manométrica corrigida"

UNTIL (H_prime - H_prime[17] < 1E-6)

H_BAarr := H[17]

Q_BAarr := Q_prime[17]

m_dot[17] = m_dot_prime[17]

```

END

```

PROCEDURE FATOR_F (g_local; D_i[11..19]; L [11..19]; Rho_água; Mu_água; Epsilon;
Sk[11..19]; Re[11..19]; H_plus[11..19] : f[11..19]; DELTAP[11..19])

```

\$Arrays ON

i := 10

REPEAT

  i := i + 1

  IF (Re[i]<2300) THEN

    f[i] :=64/Re[i]

  ELSE

    X :=0

  REPEAT

```

X=X+1E-5
A:=1/sqrt(X)
B:=1,74-2*log10(2*Epsilon/D_i[i]+18,7/(Re[i]*sqrt(X)))
UNTIL(A-B<1E-6)
f[i] :=(1/A)^2
ENDIF
IF (i = 18) THEN
    f[18] := f[18] * 1,26 " f acrescido de 26% devido tubo condensador ser helicoidal
'Aparato Dimen bomba água.xls"
ENDIF
V[i] := (Re[i] * Mu_água)/(D_i[i] * Rho_água)
DELTAP[i] := ((f[i] * L[i]/D_i[i] + Sk[i]) * (V[i]^2/2) + (g_local * H_plus[i])) * Rho_água *
convert (Pa; kPa)
UNTIL (i = 19)
END

"! ----- Dados ensaio ----- "

P_br = 676 [mmHg] : T_br = 23 [C] " Leituras barômetro"
Vz[5] = 44 [l/h] : Vz[13] = 215 [l/h] " Leituras rotâmetros"
P[12] = 29 [kPa] " Leitura mano-vacuômetro aspiração BA_arr"
P[17] = 155 [kPa] " Leitura manômetro descarga BA_arr"
P_est = 30 [kPa] " Leitura mano-vacuômetro aspiração BA_arr em repouso"
g_local = 9,7808439 [m/s^2] " Acel. gravidade Bloco G da FT em Brasília"
D_e = 22,2E-3 [m] : e = 1,14E-3 [m] : Epsilon = 1,5E-6 [m] : L_tb = 1 [m] " Tubo de cobre
absorvedor DN = 22,2 mm (7/8") ASTM B 280"
D_i_cond = 13,9E-3 [m] : L_cond = 5,5 [m] " Tubo interno condensador"
Z = 0,277 [m] " Desnível entre linha centro sucção BA_arr e tomada pressão descarga"
Z_prime = 0,49 [m] " Desnível entre centro manômetro e tomada pressão tubulação descarga"
Z_dprime = 0,767 [m] " Desnível entre centro mano-vacuômetro e linha centro sucção BA_arr"
L_dcg = 0,16 [m] : L_asp = 0,10 [m] " Distâncias entre as tomadas de pressão e os bocais da
BA_arr"
Fld$ = 'Steam_IAPWS'

```

$u_T = 0,2$  [C] " Incerteza termopares"

$u_P = 4$  [mmHg] " Incerteza transmissores de pressão"

$u_{\text{Rho}} = 5$  [kg/m<sup>3</sup>] " Incerteza transmissor de densidade"

$u_{\text{sol}} = 2$  [l/h] " Incerteza rotâmetros solução"

$u_{\text{água}} = 4$  [l/h] " Incerteza rotâmetro água"

"! ----- Dados Lookup table: 'Ensaio 25.07.2012 -----"

$T[1] = 43,4$  [C] :  $T[2] = 42,2$  [C] :  $T[3] = 68,4$  [C] :  $T[4] = 90,3$  [C]

$T[5] = 58,8$  [C]{ :  $x[5] = 0,609$  : }  $\text{Rho}[5] = 1716,1$  [kg/m<sup>3</sup>]

$T[6] = 54,8$  [C]

$T[7] = 41,9$  [C] :  $P_{\text{man}}[7] = 629,4$  [mmHg] :  $P[7] = (P_{\text{atm}} - P_{\text{man}}[7]) * \text{convert}(\text{mmHg}; \text{kPa})$ { :  $P[7] = 5,6$  [kPa]}

$T[10] = 29,8$  [C] :  $P_{\text{man}}[10] = 659,4$  [mmHg] :  $P[10] = (P_{\text{atm}} - P_{\text{man}}[10]) * \text{convert}(\text{mmHg}; \text{kPa})$ { :  $P[10] = 1,6$  [kPa]}

$T[11] = \text{Average}(36,2; 35,15; 35,9; 35,8; 35,5)$  :  $T[13] = 35,4$  [C] :  $T[14] = 36,4$  [C] :  $T[16] = 35,5$  [C]

"! ----- Considerações ----- "

"Tít[1] = 0 Líquido saturado; assumido título = 0"

"Trecho 2 Líquido sub-resfriado; modelo BAarr"

"Trecho 3 Líquido sub-resfriado; modelo TCsol"

"Tít[4] = 0 Líquido saturado; assumido título = 0"

"Trecho 5 Líquido sub-resfriado; modeloTCsol"

"Trecho 6 Mistura líquido-vapor; modelo Expansão solução"

" $x[7] = 0$  Vapor d'água superaquecido; assumido isento de traços de LiBr"

"Tít[8] = 0 Água - líquido saturado; assumido título = 0"

"Trecho 9 Água - mistura líquido-vapor; modelo VXP"

"Tít[10] = 1 Água - vapor saturado; assumido título = 1"

$T_B = 20$  [C] " Temperatura de referência das escalas "

$\text{Alpha}_{\text{Al}} = 23\text{E}-6$  [1/C] " Coef. dilatação linear do alumínio "

$\text{gamma}_{\text{Hg}} = 1,81\text{E}-4$  [1/C] "Coef. dilatação volumétrica do mercúrio "

$\text{Rho}_{\text{Hg}} = 1,359508\text{E}4$  [kg/m<sup>3</sup>] "Massa específica do mercúrio a 0°C"

"! ----- Desenvolvimento ----- "

$D_i = D_e - 2 * e$  :  $S = (Pi * D_i^2)/4$  :  $A_i = Pi * D_i * L_{tb}$  :  $A_e = Pi * D_e * L_{tb}$  :  
 $Rug_{rel} = Epsilon/D_i$

$P_{atm} = g_{local}/g * P_{br} * (1 - (gamma_{Hg} * T_{br} - Alpha_{Al} * (T_{br} - T_B)) / (1 + gamma_{Hg} * T_{br}))$  " Pressão atmosférica corrigida "

$Rho[5] = rho_{LiBrH2O}(T[5]; x[5])$  "  $x[5]$  "

$Vz[5] * convert(l/h; m^3/s) = m_{dot}[5]/Rho[5]$  "  $m_{dot}[5]$  "

$P_{água} = (P_{atm} * convert(mmHg; kPa)) + P_{est}$  :  $T_{água} = Average(T[13]; T[14]; T[15]; T[16])$

$Rho_{água} = Density(Fluid; T=T_{água}; P=P_{água})$  :  $cp_{água} = Cp(Fluid; T=T_{água}; P=P_{água})$  :  
 $Mu_{água} = Viscosity(Fluid; T=T_{água}; P=P_{água})$

$m_{dot}[13] = Vz[13] * convert(l/h; m^3/s) * Rho_{água}$  "  $m_{dot}[13]$  "

$k_{Cu} = k('Copper'; T_{água}) * convert(W/m-C; kW/m-C)$

"! ----- Gerador ----- "

$m_{dot}[3] = m_{dot}[4] + m_{dot}[7]$  "  $m_{dot}[7]$  "

$m_{dot}[3] * h[3] + Q_G = m_{dot}[4] * h[4] + m_{dot}[7] * h[7]$  "  $Q_G$  "

"! ----- Trocador calor solução ----- "

$Q_{TCsol} = mcp_{qt} * (T[4] - T[5])$  "  $Q_{TCsol}$  "

$Q_{TCsol} = m_{dot}[5] * (h[4] - h[5])$  "  $h[5]$  "

$m_{dot}[4] = m_{dot}[5]$  :  $m_{dot}[2] = m_{dot}[3]$  :  $x[3] = x[2]$  :  $x[4] = x[5]$  "  $m_{dot}[4]; m_{dot}[3]; x[3]; x[4]$  "

$m_{dot}[2] * h[2] + m_{dot}[4] * h[4] = m_{dot}[3] * h[3] + m_{dot}[5] * h[5]$  "  $h[3]$  "

$Arg_{ts} = (T[4] - T[3]) / (T[5] - T[2])$  :  $LMTD_{ts} = (T[4] - T[3] - (T[5] - T[2])) / ln(Arg_{ts})$  { :  $Q_{TCsol} = LMTD_{ts} * UA_{ts}$  }

$cp_{fr} = Cp_{LiBrH2O}(Average(T[2]; T[3]); x[3])$  :  $mcp_{fr} = m_{dot}[3] * cp_{fr}$  " Lado frio "

$cp_{qt} = Cp_{LiBrH2O}(Average(T[4]; T[5]); x[5])$  :  $mcp_{qt} = m_{dot}[5] * cp_{qt}$  " Lado quente "

$mcp_{mín} = MIN(mcp_{fr}; mcp_{qt})$  :  $Epsilon_{TCsol} = (mcp_{mín} * (T[4] - T[5])) / (mcp_{mín} * (T[4] - T[2]))$

"! ----- Expansão solução na VRP ----- "

$m_{dot}[6] = m_{dot}[5]$  :  $h[5] = h[6]$  "  $m_{dot}[6]; h[6]$  "

$CALL Q_{LiBrH2O}(h[6]; P[6]; x[5]; Tit[6]; T_Q; x[6])$  " Mistura líquido/vapor:  $Tit_{sol}; T_Q$  equivale a  $Teq[6]; x[6]$  "

"! ----- Absorvedor ----- "

```

m_dot[10] = m_dot[1] - m_dot[6] " Balanço de massa global ---> m_dot[10]; m_dot[1]"
m_dot[10] = m_dot[6] * (x[6] - x[1])/x[1] " Balanço de massa das espécies --> x[1]"
Q_A = m_dot[13] * cp_água * (T[14] - T[13]) " Q_A"
Q_A = m_dot[10] * h[10] + m_dot[6] * h[6] - m_dot[1] * h[1] " Balanço de energia --> m_dot[10];
h[6]; m_dot[1]"
Arg_A = (T[6] - T[14])/(T[1] - T[13]) : LMTD_A = (T[6] - T[14] - (T[1] - T[13]))/ln(Arg_A) : Q_A =
UA_A * LMTD_A " UA_A"
Re_Ai = (4 * m_dot[13]) / (PI * D_i * Mu_água) " Reynolds lado água"
m = 0,8 : n = 0,4 : C[2] = 1,15 * convert (W/m^2 - C; kW/m^2 - C) " Teste de Wilson:
Aparato Método de Wilson_33_1.EES"
h_Ai = C[2] * Re_Ai^m
R_At = 1/UA_A : R_At = 1/(h_Ae * A_e) + ln(D_e/D_i)/(2 * PI * k_Cu * L_tb) + 1/(h_Ai * A_i) "
h_Ae"
"! ----- Bomba solução diluída ----- "
m_dot[1] = m_dot[2] : x[1] = x[2] " m_dot[1]; m_dot[2]; x[2]"
m_dot[1] * h[1] + W_dot_bsd = m_dot[2] * h[2] " h[2]"
Eta_bsd = 0,4 : W_dot_bsd = (P[7] - P[10]) * (v[1] * m_dot[1])/Eta_bsd " W_dot_bsd; m_dot[1]"
{m_dot[1] = Vz[1] * convert (l/h; m^3/s) * Rho[1] " m_dot[1]}
"! ----- Condensador ----- "
m_dot[8] = m_dot[7] " m_dot[8]"
m_dot[15] = m_dot[17] - m_dot[13] : m_dot[16] = m_dot[15] " m_dot[15]; m_dot[16]"
Q_C = m_dot[15] * cp_água * (T[16] - T[15]) " Q_C"
Q_C = m_dot[7] * (h[7] - h[8]) " h[8]"
Arg_C = (T[7] - T[16])/(T[8] - T[15]) : LMTD_C = (T[7] - T[16] - (T[8] - T[15]))/ln(Arg_C) : Q_C
= UA_C * LMTD_C
"! ----- Expansão refrigerante ----- "
m_dot[8] = m_dot[9] : h[8] = h[9] " m_dot[9]; h[9]"
"! ----- Evaporador ----- "
Q_E = m_dot[10] * h[10] - m_dot[9] * h[9]
"! ----- Bomba água arrefecimento ----- "
Call DEFINE_Q_BOMBA (P[12]; P[17]; g_local; D_i; S; Rug_rel; Z; Z_prime; Z_dprime; L_dcg;
L_asp; Fld$; T_água; P_água; Rho_água : H_BAarr; Q_BAarr; m_dot[17])
"! ----- Trocador calor água arrefecimento ----- "

```



```

m_dot[11] = m_dot[17]
Q_TCarr = m_dot[11] * cp_água * (T[11] - T[12])
"! ----- COP ----- "
COP = Q_E/Q_G
COP_Carnot = T[10] / (T_água - T[10])
"! ----- Relação circulação solução ----- "
f = x[4] / (x[4] - x[3])
"! ----- Propriedades termodinâmicas ----- "
xeq[1] = x_LiBrH2O(T[1];P[1]) : h[1] = h_LiBrH2O(T[1];x[1]) : v[1] = 1/rho_LiBrH2O(T[1];x[1]) :
rho[1] = rho_LiBrH2O(T[1]; x[1]) " Líquido saturado - assumido título = 0"
{ x[1] = xeq[1] }
xeq[2] = x_LiBrH2O(T[2]; P[2])
Ts[3] = T_LiBrH2O(P[3]; x[3]) : hs[3] = h_LiBrH2O(Ts[3]; x[3]) : xeq[3] = x_LiBrH2O(T[3]; P[3])
Teq[4] = T_LiBrH2O(P[4]; x[4]) : h[4] = h_LiBrH2O(T[4]; x[4]) " Líquido saturado - Assumido
título = 0"
xeq[4] = x_LiBrH2O(T[4];P[4])
Teq[5] = T_LiBrH2O(P[5]; x[5]) : xeq[5] = x_LiBrH2O(T[5]; P[5])
Teq[6] = T_LiBrH2O (P[6]; x[6]) : xeq[6] = x_LiBrH2O(T[6]; P[6]) : P_eq6 =
P_LiBrH2O(T[6];x[6])
Rho[6] = rho_LiBrH2O(T[6]; x[6])
Ts[7] = T_sat(Fld$;P=P[7]) : h[7] = Enthalpy(Fld$;T=T[7];P=P[7]) : hg[7] =
Enthalpy(Fld$;T=Ts[7]; x=1){ : h[7]f = Enthalpy(Fld$;T=Ts[7]; x=0)}
T[8] = Temperature(Fld$;P=P[7];h=h[8]) : Tit[8] = Quality(Fld$;T=T[8]; h=h[8])
Ts[8] = T_sat(Fld$;P=P[7]) : hf[8] = Enthalpy(Fld$;T=Ts[8];x=0) : hg[8] =
Enthalpy(Fld$;T=Ts[8];x=1) " Assumido líquido saturado - título = 0"
Tit[9]=Quality(Fld$;P=P[9];h=h[9]) : T[9] = Temperature(Fld$;P=P[9];h=h[9])
Ts[9] = T_sat(Fld$;P=P[9])
Ts[10] = T_sat(Fld$;P=P[10]) : hs[10] = Enthalpy(Fld$;P=P[10]; x=1) " Vapor d'água saturado -
Assumido título = 1"
h[10] = Enthalpy(Fld$;P=P[10]; x = 1) : Tit[10] = Quality(Fld$;P=P[10];h=h[10])
DUPLICATE i = 11; 17
    h[i] = Enthalpy(Fld$;T=T[i];P=P[i])
END

```

$T[12] = T[13] : T[15] = T[13] : T[17] = T[13]$

"! ----- Pressões ----- "

$P[1] = P[10] : P[6] = P[10] : P[9] = P[10]$

$P[2] = P[7] : P[3] = P[7] : P[4] = P[7] : P[5] = P[7]$

$P[8] = P[7]$

$P[11] = P[17] - \text{DELTAP}[17] - \text{DELTAP}[15] - \text{DELTAP}[18] - \text{DELTAP}[16]$  " Índice 18 ->  
condensador e índice 19 -> absorvedor"

$P[13] = P[17] - \text{DELTAP}[17]$

$P[14] = P[17] - \text{DELTAP}[17] - \text{DELTAP}[19] : P[15] = P[13]$

$P[16] = P[17] - \text{DELTAP}[17] - \text{DELTAP}[15] - \text{DELTAP}[18]$

$P[18] = P[17] - \text{DELTAP}[17] - \text{DELTAP}[15] : P[19] = P[17] - \text{DELTAP}[17] - \text{DELTAP}[13]$

"! ----- Circuito água arrefecimento << Planilha excel 'Aparato Dimen bomba água.xls' ----- "

$m\_dot[12] = m\_dot[17] : m\_dot[14] = m\_dot[13] : m\_dot[18] = m\_dot[15] : H\_cond = 0,28$   
[m] " H --> somente acidentés"

$D\_i [11..19] = [D\_i; D\_i; D\_i; D\_i; D\_i; D\_i; D\_i; D\_i; D\_i\_cond; D\_i]$

$m\_dot [19] = m\_dot[13]$

$H\_prime[11..19] = [10,8; 0,184; 0,36; 0,06; 0,0044; 0,054; 0,154; H\_cond; 0]$  " H --> somente  
acidentés + equip + elem prim medição"

DUPLICATE Kappa = 11; 19

$Re[Kappa] = (4 * m\_dot[Kappa]) / (\pi * D\_i[Kappa] * \mu\_água)$

END

Call FATOR\_F (g\_local; D\_i[11..19]; L [11..19]; Rho\_água; Mu\_água; Epsilon; Sk[11..19];  
Re[11..19]; H\_plus[11..19] : f[11..19]; DELTAP[11..19])

Ntr = 9 " Número de trechos"

Duplicate i=11; (11 + Ntr - 1) " Todos os trechos com mesmo Dn"

$Dn\$\{i\} = '25'$

End

$L[11..19] = [0,48; 1,8; 1,78; 0,86; 0,93; 0,65; 0,7; 5,5; 1,0]$  " L dos trechos"

$Nacd[11..19] = [4; 3; 15; 6; 3; 5; 5; 2; 1]$  " Numero de acidentés dos trechos verificar Nacd[19]  
se 0 funciona"

$H\_plus[11..19] = [10,35; 0; 0,25; 0,02; 0; 0,02; 0,02; 0; 0]$  " Perdas adicionais. (m)"

k11\$ [1..4] = ['C90'; 'Tpsg'; 'Red/Exp'; 'Globo'] " Tipo de acidentes para o trecho indicado"

k12\$ [1..3] = ['C90'; 'Tpsg'; 'Red/Exp']

k13\$ [1..15] = ['C90'; 'C90'; 'C90'; 'C90'; 'C90'; 'C90'; 'C90'; 'C90'; 'Tpsg'; 'Tpsg'; 'Red/Exp'; 'Red/Exp'; 'Red/Exp'; 'Red/Exp'; 'Globo'; 'Globo']

k14\$ [1..6] = ['C90'; 'Trml'; 'Trml'; 'Globo'; 'Red/Exp'; 'Red/Exp']

k15\$ [1..3] = ['C90'; 'C90'; 'C90']

k16\$ [1..5] = ['C90'; 'Red/Exp'; 'Globo'; 'Red/Exp'; 'Trml']

k17\$ [1..5] = ['Red/Exp'; 'Globo'; 'Red/Exp'; 'C90'; 'Trml']

k18\$ [1..2] = ['EntReta'; 'SaídaAfg']

k19\$ [1] = '0'

Call SomaK (Ntr; Dn\$[11..19]; Nacd[11..19]; k11\$ [1..4]; k12\$ [1..3]; k13\$[1..15]; k14\$[1..6]; k15\$[1..3]; k16\$[1..5]; k17\$[1..5]; k18\$[1..2]; k19\$[1]; Sk[11..19])

"! ----- Resultados para Nusselt ----- "

Mu\_f = Visc\_LiBRH2O(Average(T[6]; T[1]); Average(x[6]; x[1])) : k\_f =  
Cond\_LiBRH2O(Average(T[6]; T[1]); Average (x[6]; x[1])) \* convert (W/m-K; kW/m-C)

GAMMA = m\_dot[6]/(PI \* D\_e) : Re\_f = (4 \* GAMMA)/Mu\_f " Reynolds do filme"

DELTAT\_máx = T[6] - T[13] " (Miller, 1998)"

h\_f = (1/U - LN(D\_e/D\_i) \* D\_e/(2 \* k\_Cu) - 1/h\_Ai \* D\_e/D\_i)^(-1)

U = Q\_A / (A\_e \* DELTAT\_máx)

Nusselt = (h\_f \* D\_e)/k\_f

"! ----- Resultados para Sherwood ----- "

MW = MolarMass(Steam\_IAPWS) " Massa molar da água"

Rho\_sol = rho\_LiBrH2O(Average(T[6]; T[1]); Average (x[6]; x[1])) " Massa específica da solução"

C\_Água\_eq = (1 - x[6]) \* Rho\_sol / MW

C\_Água\_saída = (Rho\_sol / MW) \* (m\_dot[6] \* (1 - x[6]) + m\_dot[10]) / (m\_dot[6] + m\_dot[10])

D\_psi = 7,1317E-8 [m^2/s] " Difusividade do brometo de lítio a uma concentração infinita"

D\_AB= D\_psi \* EXP( (- 1179,7591[K] + 5,9558[K] \* (100 \* x[6]) - 0,13624[K] \* (100 \* x[6])^2) / Converttemp ('C'; 'K'; T[6])) " Difusividade do brometo de lítio - Miller, 1998"

h\_m = m\_dot[10] / (A\_e \* MW \* (C\_Água\_saída - C\_Água\_eq))

Sherwood = (h\_m \* D\_e)/D\_AB

"! ----- Resultados para incertezas ----- "

u\_Q\_G = UncertaintyOf (Q\_G)

$u_{Q\_TCsol} = \text{UncertaintyOf}(Q\_TCsol)$   
 $u_{Q\_A} = \text{UncertaintyOf}(Q\_A)$   
 $u_{W\_dot\_bsd} = \text{UncertaintyOf}(W\_dot\_bsd)$   
 $u_{Q\_C} = \text{UncertaintyOf}(Q\_C)$   
 $u_{Q\_E} = \text{UncertaintyOf}(Q\_E)$

## A.17 CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TERMOPARES MÓDULO 2

"Calibração e Cálculo de incerteza de termopares do módulo 2 do sistema de aquisição de dados"  
 "ClbrTmpMdl#2.EES"

"! ----- Dados ----- "

n = 11

Res[1..n] = [99,994; 103,837; 107,802; 111,719; 115,586; 119,467; 123,302; 127,126; 130,956;  
 134,777; 138,571]

TC0\_M2[1..n] = [-1,22; 8,69; 18,71; 28,66; 38,44; 48,43; 58,31; 68,18; 78,15; 88,18; 98,23]

TC1\_M2[1..n] = [-1,36; 8,48; 18,49; 28,44; 38,16; 48,16; 58,06; 67,93; 77,89; 87,92; 97,95]

TC2\_M2[1..n] = [-1,32; 8,54; 18,52; 28,48; 38,19; 48,21; 58,08; 67,95; 77,90; 87,96; 97,98]

TC3\_M2[1..n] = [-1,16; 8,74; 18,74; 28,72; 38,45; 48,47; 58,34; 68,23; 78,15; 88,22; 98,23]

TC4\_M2[1..n] = [-0,97; 9,03; 19,06; 29,05; 38,79; 48,80; 58,68; 68,56; 78,50; 88,54; 98,53]

TC6\_M2[1..n] = [-1,17; 8,77; 18,87; 28,88; 38,80; 48,83; 58,73; 68,61; 78,61; 88,60; 98,61]

"! ----- Desenvolvimento ----- "

" Regressão linear - determinação da incerteza "

Duplicate i=1;n

T\_pdr[i]=INTERPOLATE('C:\Users\Araujo\Pós-graduação\Métodos  
 Experimentais\Metrologia\Calibração e Incerteza\TabPT100.lkt'; 'T\_2'; 'Rst'; Rst=Res[i])

x[i] = T\_pdr[i]

y[i] = TC0\_M2[i] " ! <===== Insira o termopar cuja incerteza será calculada ===== "

End

Call CURVEFIT1D('Linear'; x[1..n]; y[1..n] : b; a; RMS; Bias; R[2]; b\_stderr; a\_stderr) " y = a.x + b  
 Curva de calibração"

"y = ax + b, onde y é a resposta do instrumento x o valor da leitura do padrão, segundo

RM68 - Incerteza de medição: guia prático do avaliador de laboratório Rev 3. Fev/2009, (DOC53.pdf)"

$$D = n * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n) - (\text{SUM}(x[i]; i=1;n))^2$$

$$s = \text{SQRT}(\text{SUM}((a*x[i] + b - y[i])^2; i=1;n)/(n-2)) \quad \text{" Desvio padrão residual "}$$

$$s|2\_b = (s^2 * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n))/D \quad \text{" Variância da ordenada de origem "}$$

$$u\_b = \text{SQRT}(s|2\_b) \quad \text{" Incerteza da ordenada de origem "}$$

$$s|2\_a = n * s^2/D \quad \text{" Variância da inclinação da reta "}$$

$$u\_a = \text{SQRT}(s|2\_a) \quad \text{" Incerteza da inclinação da reta "}$$

$$R\_ab = - \text{SUM}(x[i]; i=1;n)/\text{SQRT}(n * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n)) \quad \text{" Coeficiente de correlação entre a e b "}$$

"! ----- Resultados ----- "

DUPLICATE i= 1; n

$$c\_a[i] = (b-y[i])/a^2 \quad \text{" Coeficiente de sensibilidade da inclinação da reta"}$$

$$c\_b[i] = -1/a \quad \text{" Coeficiente de sensibilidade da ordenada na origem"}$$

$$u\_x\_prev[i] = \text{SQRT}(c\_b[i]^2 * s|2\_b + c\_a[i]^2 * s|2\_a + 2 * c\_b[i] * c\_a[i] * u\_b * u\_a * R\_ab) \quad \text{" Incerteza padrão da regressão linear"}$$

$$x\_prev[i] = (y[i] - b) / a \quad \text{" Valor previsto para x (grandeza medida) em função do valor de y observado (leitura do instrumento)"}$$

$$x|plus\_prev[i] = x\_prev[i] + u\_x\_prev[i]$$

$$x|minus\_prev[i] = x\_prev[i] - u\_x\_prev[i]$$

END

$$u\_bar\_x\_prev = \text{Average}(u\_x\_prev[1..n]) \quad ; \quad u\_x\_prev\_max = \text{Max}(u\_x\_prev[1..n])$$

## A.18 CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TERMOPARES MÓDULO 3

"Calibração e Cálculo de incerteza de termopares do módulo 3 do sistema de aquisição de dados"  
"ClbrTmpMdl#3.EES"

"! ----- Dados ----- "

$$n = 11$$

$$\text{Res}[1..n] = [99,994; 103,837; 107,802; 111,719; 115,586; 119,467; 123,302; 127,126; 130,956; 134,777; 138,571]$$

$$\text{TC0\_M3}[1..n] = [-0,23; 9,35; 19,39; 29,37; 39,14; 49,07; 58,93; 68,82; 78,76; 88,79; 98,80]$$

$$\text{TC1\_M3}[1..n] = [-0,29; 9,28; 19,30; 29,27; 39,00; 48,95; 58,83; 68,74; 78,65; 88,69; 98,68]$$

$$\text{TC2\_M3}[1..n] = [-0,22; 9,35; 19,38; 29,35; 39,09; 49,04; 58,91; 68,80; 78,72; 88,76; 98,74]$$

TC3\_M3[1..n] = [0,02; 9,69; 19,74; 29,72; 39,46; 49,43; 59,28; 69,19; 79,12; 89,17; 99,16]  
 TC4\_M3[1..n] = [0,06; 9,76; 19,83; 29,84; 39,62; 49,56; 59,43; 69,32; 79,25; 89,31; 99,28]  
 TC5\_M3[1..n] = [-0,26; 9,57; 19,77; 29,85; 39,81; 49,81; 59,72; 69,61; 79,61; 89,60; 99,58]  
 TC6\_M3[1..n] = [-0,68; 9,06; 19,23; 29,30; 39,25; 49,25; 59,18; 69,10; 79,08; 89,08; 99,09]

"! ----- Desenvolvimento ----- "

" Regressão linear - determinação da incerteza "

Duplicate i=1;n

T\_pdr[i]=INTERPOLATE('C:\Users\Araujo\Pós-graduação\Métodos Experimentais\Metrologia\Calibração e Incerteza\TabPT100.lkt'; 'T\_2'; 'Rst'; Rst=Res[i])

x[i] = T\_pdr[i]

y[i] = TC2\_M3[i] " ! <===== Insira o termopar cuja incerteza será calculada =="

End

Call CURVEFIT1D('Linear'; x[1..n]; y[1..n] : b; a; RMS; Bias; R|2; b\_stderr; a\_stderr) " y = a.x + b  
 Curva de calibração"

"y = ax + b, onde y é a resposta do instrumento x o valor da leitura do padrão, segundo RM68 - Incerteza de medição: guia prático do avaliador de laboratório Rev 3. Fev/2009, (DOC53.pdf)"

$D = n * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n) - (\text{SUM}(x[i]; i=1;n))^2$

$s = \text{SQRT}(\text{SUM}((a*x[i] + b - y[i])^2; i=1;n)/(n-2))$  " Desvio padrão residual "

$s|2\_b = (s^2 * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n))/D$  " Variância da ordenada de origem "

$u\_b = \text{SQRT}(s|2\_b)$  " Incerteza da ordenada de origem "

$s|2\_a = n * s^2/D$  " Variância da inclinação da reta "

$u\_a = \text{SQRT}(s|2\_a)$  " Incerteza da inclinação da reta "

$R\_ab = - \text{SUM}(x[i]; i=1;n)/\text{SQRT}(n * \text{SUM}(x[i]^2; i=1;n))$  " Coeficiente de correlação entre a e b "

"! ----- Resultados ----- "

DUPLICATE i= 1; n

$c\_a[i] = (b-y[i])/a^2$  " Coeficiente de sensibilidade da inclinação da reta"

$c\_b[i] = -1/a$  " Coeficiente de sensibilidade da ordenada na origem"

$u\_x\_prev[i] = \text{SQRT}(c\_b[i]^2 * s|2\_b + c\_a[i]^2 * s|2\_a + 2 * c\_b[i] * c\_a[i] * u\_b * u\_a * R\_ab)$   
 " Incerteza padrão da regressão linear"

$x\_prev[i] = (y[i] - b) / a$  " Valor previsto para x (grandeza medida) em função do valor de y observado (leitura do instrumento)"

```

x|plus_prev[i] = x_prev[i] + u_x_prev[i]
x|minus_prev[i] = x_prev[i] - u_x_prev[i]
END
u_bar_x_prev = Average (u_x_prev[1..n]) : u_x_prev_max = Max (u_x_prev[1..n])

```

## A.19 CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TRANSMISSORES DE PRESSÃO

" Calibração de transmissores de pressão e cálculo da incerteza - Ensaio em 11.06.2012 - TRP: TRP28323-01 Ch1 e TRP28323-02 Ch0"  
 "Calibra TRP9.EES"

"! ----- Dados ----- "

P\_br = 676 [mmHg] : T\_br = 23 [C] " Leituras no barômetro "

n = 9

P\_man [1..n] = [665; 656; 636; 616; 596; 474; 394; 194; 0] " Leituras manômetro U"

T\_man = 25,4 [C]

M1Ch0 [1..n] = [7,71; 7,73; 7,93; 8,11; 8,29; 9,41; 10,13; 11,99; 13,83] " P7; pressão de alta"

M1Ch1 [1..n] = [4,97; 4,99; 5,22; 5,43; 5,63; 6,91; 7,73; 9,82; 11,84] " P10; pressão de baixa"

g\_n = g# : g\_local = 9,7808439 [m/s^2] " Acelerações gravidade normal e no Bloco G da FT "

T\_B = 20 " Temperatura de referência das escalas "

Alpha\_Al = 23E-6 [1/C] " Coef. dilatação linear do alumínio "

Alpha\_PSAI = 7E-5 [1/C] " Coef. dilatação linear do poliestireno de alto impacto "

gamma\_Hg = 1,81E-4 [1/C] "Coef. dilatação volumétrica do mercúrio "

Rho\_Hg = 1,359508E4 [kg/m3] "Massa específica do mercúrio a 0°C"

P\_7 = 10 [kPa] : P\_10 = 1,3 [kPa] " Dados de projeto"

"! ----- Desenvolvimento ----- "

P\_atm = P\_br \* convert (mmHg; kPa) " Pressão atmosférica sem correção "

P\_atm\_corr = g\_local/g\_n \* P\_br \* (1 - (gamma\_Hg\*T\_br - Alpha\_Al \* (T\_br - T\_B))/(1 + gamma\_Hg \* T\_br)) " Pressão atmosférica corrigida "

Ajst = 1000 [mmHg/m]

DUPLICATE i = 1; n

```
P_man_corr1[i] = Rho_Hg * (1+ (gamma_Hg*T_man)) * g_local * (P_man[i]/Ajst) * (1 +  
Alpha_PSAI * (T_man - T_B)) * convert (Pa; mmHg) " [mmHg] "
```

```
P_man_corr2[i] = Rho_Hg * (1+ (gamma_Hg*T_man)) * g_local * (P_man[i]/Ajst) * (1 +  
Alpha_PSAI * (T_man - T_B)) * convert (Pa; kPa) " [kPa]"
```

```
END
```

```
"! ----- Resultados ----- "
```

```
DUPLICATE i = 1; n
```

```
P_abs[i] = (P_atm - P_man[i] * convert (mmHg;kPa)) " Sem correção "
```

```
P_abs_corr[i] = (P_atm_corr * convert (mmHg; kPa) - P_man_corr2[i]) " Corrigidas "
```

```
END
```

```
P_7 * convert (kPa; mmHg) = P_atm_corr - (1497,89 [mmHg] - 108,541 [mmHg/mA] * I_7) "  
Determina I_7 para P_7 = 10 kPa"
```

```
P_10 * convert (kPa; mmHg) = P_atm_corr - (1141,25 [mmHg] - 96,4247 [mmHg/mA] * I_10) "  
Deermine I_10 para P_10 = 1,3 kPa"
```

```
"! ----- Desenvolvimento cálculo incerteza da Regressão Linear----- "
```

```
Duplicate i=1;n
```

```
x[i] = P_man_corr1[i]
```

```
y[i] = M1Ch0[i] " ! <===== Insira o transmissor de pressão cuja incerteza será  
calculada =="
```

```
End
```

```
Call CURVEFIT1D('Linear'; x[1..n]; y[1..n] : b; a; RMS; Bias; R|2; b_stderr; a_stderr) " y = a.x + b  
Curva de calibração"
```

```
"y = ax + b, onde y é a resposta do intrumento x o valor da leitura do padrão, segundo  
RM68 - Incerteza de medição: guia prático do avaliador de laboratório Rev 3. Fev/2009,  
(DOC53.pdf)"
```

```
D = n * SUM(x[i]^2; i=1;n) - (SUM(x[i]; i=1;n))^2
```

```
s=SQRT(SUM((a*x[i] + b - y[i])^2; i=1;n)/(n-2)) " Desvio padrão residual "
```

```
s|2_b = (s^2 * SUM (x[i]^2; i=1;n))/D " Variância da ordenada de origem "
```

```
u_b = SQRT(s|2_b) " Incerteza da ordenada de origem "
```

```
s|2_a = n * s^2/D " Variância da inclinação da reta "
```

```
u_a = SQRT (s|2_a) " Incerteza da inclinação da reta "
```

```
R_ab = - SUM (x[i]; i=1;n)/SQRT(n * SUM (x[i]^2; i=1;n)) " Coeficiente de correlação entre a e b "
```

```
"! ----- Resultados cálculos incerteza da Regressão Linear ----- "
```



```

DUPLICATE i= 1; n
  c_a[i] = (b-y[i])/a^2 " Coeficiente de sensibilidade da inclinação da reta"
  c_b[i] = -1/a " Coeficiente de sensibilidade da ordenada na origem"

  u_x_prev[i] = SQRT(c_b[i]^2 * s|2_b + c_a[i]^2 * s|2_a + 2 * c_b[i] * c_a[i] * u_b * u_a * R_ab)
  " Incerteza padrão da regressão linear"

  x_prev[i] = (y[i] - b) / a " Valor previsto para x (grandeza medida) em função do valor de y
observado (leitura do instrumento)"

  x|plus_prev[i] = x_prev[i] + u_x_prev[i]
  x|minus_prev[i] = x_prev[i] - u_x_prev[i]

  Epsilon[i] = Abs(x_prev[i] - x[i])

END

u_bar_x_prev = Average (u_x_prev[1..n]) : u_x_prev_max = Max (u_x_prev[1..n])

```

## A.20 CALIBRAÇÃO E CÁLCULO INCERTEZA TRANSMISSOR DE DENSIDADE

"Calibração de transmissor de densidade e cálculo da incerteza da regressão"  
"Calibra TRD\_1.EES"

n = 7

"! ----- Leituras densímetro ----- "

Rho [1..N] = [1800; 1760; 1725; 1690; 1660; 1630; 1600]

"! ----- Leituras TRD ----- "

T[1 .. N] = [80,56; 81,45; 80,12; 80,9; 79,64; 80,45; 83,49]

I[1..N] = [18,72; 18,22; 17,79; 17,38; 17,00; 16,65; 16,33]

"! ----- Desenvolvimento / Resultados ----- "

DUPLICATE i = 1; n

Rho[i] = rho\_LiBrH2O(T[i];Chi[i]) " Determina concentração Chi "

END

T\_bar = AVERAGE ( T [1..N])

"! ----- Desenvolvimento cálculo incerteza da Regressão Linear----- "

Duplicate i=1;n

```

x[i] = Rho[i]

y[i] = I[i]  " ! <===== Valores informados pelo TRD ==="

End

Call CURVEFIT1D('Linear'; x[1..n]; y[1..n] : b; a; RMS; Bias; R|2; b_stderr; a_stderr)  " y = a.x + b
Curva de calibração"

"y = ax + b, onde y é a resposta do instrumento x o valor da leitura do padrão, segundo
RM68 - Incerteza de medição: guia prático do avaliador de laboratório Rev 3. Fev/2009,
(DOC53.pdf)"

D = n * SUM(x[i]^2; i=1;n) - (SUM(x[i]; i=1;n))^2

s=SQRT(SUM((a*x[i] + b - y[i])^2; i=1;n)/(n-2))  " Desvio padrão residual "

s|2_b = (s^2 * SUM (x[i]^2; i=1;n))/D  " Variância da ordenada de origem "

u_b = SQRT(s|2_b)  " Incerteza da ordenada de origem "

s|2_a = n * s^2/D  " Variância da inclinação da reta "

u_a = SQRT (s|2_a)  " Incerteza da inclinação da reta "

R_ab = - SUM (x[i]; i=1;n)/SQRT(n * SUM (x[i]^2; i=1;n))  " Coeficiente de correlação entre a e b "

"! ----- Resultados cálculos incerteza da Regressão Linear ----- "

DUPLICATE i= 1; n

  c_a[i] = (b-y[i])/a^2  " Coeficiente de sensibilidade da inclinação da reta"

  c_b[i] = -1/a  " Coeficiente de sensibilidade da ordenada na origem"

  u_x_prev[i] = SQRT(c_b[i]^2 * s|2_b + c_a[i]^2 * s|2_a + 2 * c_b[i] * c_a[i] * u_b * u_a * R_ab)
  " Incerteza padrão da regressão linear"

  x_prev[i] = (y[i] - b) / a  " Valor previsto para x (grandeza medida) em função do valor de y
observado (leitura do instrumento)"

  x|plus_prev[i] = x_prev[i] + u_x_prev[i]

  x|minus_prev[i] = x_prev[i] - u_x_prev[i]

  Epsilon[i] = Abs(x_prev[i] - x[i])

END

u_bar_x_prev = Average (u_x_prev[1..n])  :  u_x_prev_max = Max (u_x_prev[1..n])

```

## **B PROJETO DO GERADOR – ASME Seção VIII, Div. 1**

### **B.1 DADOS GERAIS DO PROJETO**

#### **B.1.1 Normas consideradas**

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas;

ASME – *American Society of Mechanical Engineers* - Código ASME para caldeiras e vasos de pressão, Seção VIII Div. 1 – Projeto, fabricação, inspeção, testes e certificação de vasos de pressão operando a pressões internas ou externas excedentes a 103,421 kPa (1,03 bar);

ASTM – American Society for Testing and Materials

#### **B.1.2 Local da instalação**

Brasília (DF).

Altitude – 1060 m.

Pressão atmosférica local – 89,2 kPa.

#### **B.1.3 Dados de processo do vaso**

##### **B.1.3.1 Características gerais do vaso**

Tipo: Reator – Gerador;

Formato do vaso: cilíndrico horizontal;

Dimensões gerais:

- Comprimento: 500 mm;
- Diâmetro: 240 mm;

Tipo de tampos: elíptico “normal” de um lado com espelho plano removível do lado oposto;

Diâmetros nominais dos bocais ligados a tubulações: vide desenho esquemático;

Instrumentação (tipos, localização e dimensões de aberturas); vide desenho esquemático;

Isolamento térmico: a primeira camada será de manta flexível de lã de vidro dotada de filme de alumínio e a segunda camada será de borracha esponjosa;

Exigências quanto a transporte, montagem, desmontagem, manutenção, visita, inspeção e remoção de peças internas ou instrumentos de medição: será dotado de tampa removível em uma das extremidades e visores de nível e processo.

#### B.1.3.2 Propriedades do fluido na entrada

Solução diluída de água-brometo de lítio;

Concentração: 60%;

Massa específica: 1.666 kg/m<sup>3</sup>;

Vazão: 0,009538 kg/s;

Temperatura: 62,45 °C;

Pressão: 10 kPa.

#### B.1.3.3 Propriedades do fluido na saída superior

Vapor d'água;

Título: Superaquecido;

Massa específica: 0,05963 kg/m<sup>3</sup>;

Vazão: 0,0008 kg/s;

Temperatura: 90,79 °C;

Pressão: 10 kPa.

#### B.1.3.4 Propriedades do fluido na saída inferior

Solução concentrada de água-brometo de lítio;

Concentração: 62,4%;

Massa específica: 1.695 kg/m<sup>3</sup>;

Vazão: 0,008738 kg/s;

Temperatura: 96,47 °C;

Pressão: 10 kPa.

#### B.1.3.5 Condições operacionais do vaso (regime e extremos)

Temperatura: 96,47°C (94 – 98,7 °C);

Pressão interna: 10 kPa (9 – 11 kPa);

Pressão externa =  $\Delta P = 89,2 - 10 = 79,2 \approx 79$  kPa;

Volume de solução armazenada: 0,010 m<sup>3</sup>.

De acordo com o código – parágrafo UG-28 (f) – os vasos que trabalham com uma pressão externa inferior a 98,1 kPa, o que equivale à condição de vácuo total, devem ser calculados para uma pressão externa de projeto igual ao menor entre os dois seguintes valores: 98,1 kPa ou  $1,25 \times \Delta P$  (98,75 kPa). Porém o usual é calcular para a condição mínima de vácuo total.

#### **B.1.4 Projeto térmico**

Áreas de troca de calor: conforme dados resistência elétrica de imersão;

Quantidade de arranjo, espaçamento de tubos, espelhos e serpentinas: não se aplica;

Tipos de tubos de troca térmica (lisos, aletados, etc.), diâmetros e espessuras: conforme dados resistência elétrica de imersão;

Quantidade, tipo, arranjo e espaçamentos de chicanas, defletores e outras peças internas: haste de aço inox para controle de nível mínimo de solução.

#### **B.1.5 Projeto mecânico**

##### **B.1.5.1 Materiais**

Cascos e tampos: Chapas de aço carbono, laminadas a quente, qualidade para recipientes de gases, conforme NBR 7460, Grau GL-2. Limite de escoamento (LE) = 230 MPa e Limite de ruptura (LR) = 380 MPa;

Luvas e Tês: Confeccionados a partir de tubos de aço-carbono, preto, sch 40, c/ costura, rosqueados (BSP) internamente, nas dimensões indicadas em desenhos e com diâmetro nominal 15 mm (1/2”) quando não indicado;

Flanges de sobrepor: confeccionados a partir de chapa de aço laminada a quente, qualidade estrutural, ASTM A283 Gr C, face para junta de anel (RTJ), classe 150<sup>#</sup>, padrão ANSI/ASME B16.5.

Flanges cegos: confeccionados a partir de chapa de aço laminada a quente, qualidade estrutural, ASTM A283 Gr C, face para junta de anel (RTJ), classe 150<sup>#</sup>, padrão ANSI/ASME B16.5.

Juntas: tipo anel, confeccionados em neoprene;

Parafusos: de máquina com cabeça sextavada, aço-carbono ASTM A307, dimensões conforme a norma ANSI B18.2.1; diâmetro nominal: 19 mm; comprimento: 95,2 mm;

Bases e suportes: Chapas de aço-carbono, laminadas a quente, qualidade estrutural, conforme ASTM A570 Gr 33. LE = 230 MPa; LR = 360 Mpa.

#### B.1.5.2 Tensão admissível (S)

Menor valor entre LE/1,5 e LR/4. LE/1,5 = 153,3 MPa e LR/4 = 95 MPa → S = 95 MPa.

#### B.1.5.3 Cálculo do casco cilíndrico para pressão externa

Espessura arbitrada (e): O material especificado para fabricação dos cascos e tampos é fabricado nas espessuras nominais padrão de 1,8; 2,0; 2,25; 2,65 e 3,0 mm pela CSN, e nas espessuras de 2,0 a 5,0 mm pela USIMINAS. Assim, foi arbitrada a espessura de 2,0 mm;

Diâmetro externo (Do): Do = 221,4 mm (igual ao diâmetro interno do flange de sobrepor com diâmetro nominal de 8 polegadas);

Altura do tampo elíptico normal – relação de semi-eixos 2:1 – (H): O diâmetro do tampo é quatro vezes a sua altura;  $H = Di/4 = (221,4 - 4)/4 = 54,4$  mm (altura interna);

Dimensão L:  $L = \text{Comprimento} + 2(H/3) = 536,3$  mm; (Comprimento entre tangentes do cilindro acrescido de 1/3 da altura de cada tampo – para valos cilíndricos sem anéis de reforço);

Determinação das relações Do/e e L/Do: Do/e = 110,7 e L/Do = 2,42;

Determinação do fator A (Fig. 5-UGO-28.0 do Código ASME Seção VIII Div. 1):  $A = 5 \times 10^{-4}$ ;

Determinação do fator B (Será utilizada a Fig. 5.UCS-28.2 do Código ASME Seção VIII Div. 1 aplicável ao material ASTM A283 Gr D, que possui LE entre 210 e 267 MPa): B = 53;

Determinação da pressão externa máxima admissível (Pa):  $Pa = (4B)/[3(Do/e)] = 0,638$  MPa = 638 kPa. A pressão externa máxima admissível deverá ser igual ou um pouco superior à pressão externa de projeto do vaso, repetindo-se os cálculos com outro valor de espessura, caso necessário. Considerando nossa pressão de projeto P = 98,1 kPa, verificamos que o valor de espessura arbitrado está 6,5 vezes além do necessário. Porém manteremos a espessura arbitrada considerando uma sobresspessura de corrosão de 1,5 mm e a necessidade de que o vaso possua uma rigidez mínima.

#### B.1.5.4 Cálculo do tampo elíptico para pressão interna

Determinação da pressão de projeto do tampo:  $P_{pt}=1,67P = 163,8 \approx 164$  kPa;

Determinação da espessura de tampo elíptico (com relação de semi-eixos 2:1) submetido à pressão interna:  $e = (PR)/(SE - 0,1 P) + C$ , onde  $P = P_{pt} = 164$  kPa = 0,164 MPa;  $R$  = raio interno do tampo =  $(221,4 - 4)/2 = 108,7$  mm;  $S$  = tensão admissível = 95 MPa;  $E$  = eficiência da solda = 0,7 (tabela 10.2 – solda de topo, penetração e fusão totais, sem inspeção radiográfica) → o código admite para este cálculo utilizar  $E = 1$ , assim utilizaremos  $E = 1$ ;  $C$  = sobresspessura de corrosão = 1,5 mm. A espessura calculada é igual a 1,7 mm.

#### B.1.5.5 Determinação da espessura de tampo elíptico com qualquer relação de semi-eixos em função da pressão de projeto sobre o lado convexo:

$A = 0,125/(R_0/e) = 0,125 e/R_0$ , onde  $R_0 = K_0 D$ , sendo  $D$  o diâmetro externo do tampo e  $K_0$  um coeficiente obtido em função da relação de semi-eixos  $D_0/2h$  na tabela 10.6. Lembrando que  $h$  é a altura interna,  $D_0/2h = (221,4 - 4)/2 \cdot 54,4 = 1,998 \approx 2,0$  →  $K_0 = 0,90$  →  $R_0 = 0,90 \cdot 221,4 = 199,26$  →  $A = 1,2 \times 10^{-3}$ .

Com o valor de  $A$ , calcula-se o tampo como se fosse hemisférico submetido à pressão externa: Fator  $A = 1,2 \times 10^{-3}$ ;

Fator  $B$  : como o valor de  $A$  caiu à esquerda das curvas de temperatura,  $P_a = (0,625E)/(R/e)^2$ ; onde  $E$  = módulo de elasticidade =  $206 \times 10^3$  MPa,  $R$  = raio interno da esfera =  $(221,4 - 4)/2 = 108,7$  mm →  $P_a = 4,4$  MPa. Donde se conclui que a espessura arbitrada (2 mm) admite operar com uma pressão cerca de 45 vezes acima da pressão de projeto (0,0981 MPa).

Concluimos então que para o tampo elíptico submetido a pressão externa, calculado pelos dois processos recomendados pelo código (pressão externa e interna), o maior valor calculado para a espessura é 1,7 mm, donde se conclui que podemos adotar para o tampo a mesma espessura para o casco = 2 mm.

#### B.1.5.6 Cálculo do reforço de bocais

De acordo com o código ASME Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-36) o reforço é exigido para aberturas de diâmetro nominal superiores a 80 mm, quando a espessura de parede do vaso é de 10 mm, ou menor. Assim, as aberturas para os bocais do gerador dispensam reforços, uma vez que as aberturas previstas no gerador são todas inferiores a 80 mm, desde que os mesmos sejam perpendiculares à parede, que sejam observadas as

distâncias estabelecidas e que sejam evitadas aberturas nos locais de maior curvatura do tampo elíptico.



## C CÁLCULO BOMBAS

### C.1 BOMBA SOLUÇÃO DILUÍDA

Projeto: Aparato experimental - Bomba solução diluída

Município - UF  
 Brasília - DF  
 Pressão atmosférica -  $H_b$  (m)

Altitude (m)  
 1.060  
 9,84

Q: 0,04468 m<sup>3</sup>/h

$\rho_{liq} = 1.704$  kg/m<sup>3</sup>

<b>Aspiração</b>	Pressão reinante compartimentos ou exigida processo $P_a =$ pressão absorvedor		$P_a:$	0,130 m
			$P_{a,abs}:$	0,1 m
$J_a:$	0,001 m	$J_a = \sum_{i=1}^n J_i$	Col. líq. sol. líq. auxil. 15 cm	$h_a:$ -0,26 m
$D_i$ asp. ( $D_\theta$ ):	0,0170 m		Vel. Asp. ( $V_\theta$ ): 0,05 m/s	$V_\theta = \frac{4Q}{3600\pi D_\theta^2}$
<b>Recalque</b>	Pressão reinante compartimentos ou exigida processo $P_r =$ pressão gerador		$P_r:$	1,020 m
			$P_{r,abs}:$	1,0 m
$J_r:$	0,42 m	$J_r = \sum_{i=1}^n J_i$	Col. líq. sol. 1,5 m	$h_r:$ 2,53 m
$D_i$ rec. ( $D_r$ ):	0,0109 m		Vel. Rec. ( $V_r$ ): 0,13 m/s	$V_r = \frac{4Q}{3600\pi D_r^2}$
<b>Altura man. (H):</b>	<b>3,95</b> m	$H = (h_a + h_r + J_a + J_r + \frac{V_\theta^2 - V_r^2}{2g} + P_r - P_a)FS$		
<b>NPSH<sub>disp</sub>:</b>	0,29 m	$NPSH_{disp} = H_b \pm h_s - J_a - P_v + \frac{V_\theta^2}{2g}$ onde neste caso $H_b = P_a$		
		$\eta_b =$ 0,60	$\eta_m =$ 0,83	Rendimentos bomba e motor
<b>Potência motriz (N):</b>	1,64 W 0,002 CV 0,002 HP	$N = \frac{Q\rho gH}{3600\eta_b\eta_m}$		

FS	Fator de segurança	10%
H	Altura manométrica	m
$h_a$	Altura estática de aspiração	m
$h_r$	Altura estática de recalque	m
$J_a$	Trechos da aspiração	m
$J_r$	Trechos do recalque	m
$\eta$	Rendimento (bomba, motor)	
Q	Vazão	m <sup>3</sup> /h
$V_\theta$	Velocidade aspiração	m/s
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>
g	Aceleração da gravidade = 9,81	m/s <sup>2</sup>

## C.2 BOMBA SOLUÇÃO CONCENTRADA

Projeto: Aparato experimental - Bomba solução concentrada

Município - UF

Altitude (m)

Brasília - DF

1.060

Q: 0,04172 m³/h

Pressão atmosférica -  $H_a$  (m)

9,84

$\rho_{liq} = 1.726$  kg/m³

<b>Aspiração</b>	Pressão reinante compartimentos ou exigida processo $P_a =$ pressão gerador (10 kPa)	$P_a:$	1,020	m
		$P_{a,abs}:$	1,0	m
$J_a:$	0,498 m	$J_a = \sum \frac{L}{m}$	Col. liq. sol. conc. 91 cm	$h_a:$ -1,54 m
$D_i$ asp. ( $D_a$ ):	0,0109 m	Vel. Asp. ( $V_a$ ):	0,12 m/s	$V_a = \frac{4Q}{3600\pi D_a^2}$
<b>Recalque</b>	Pressão reinante compartimentos ou exigida processo $P_r =$ pressão absorvedor	$P_r:$	0,130	m
		$P_{r,abs}:$	0,1	m
$J_r:$	1,49 m	$J_r = \sum \frac{L}{m}$	Col. liq. sol. conc. 1,4 m	$h_r:$ 2,40 m
$D_i$ rec. ( $D_r$ ):	0,0109 m	Vel. Rec. ( $V_r$ ):	0,12 m/s	$V_r = \frac{4Q}{3600\pi D_r^2}$
<b>Altura man. (H):</b>	2,15 m	$H = (h_a + h_r + J_a + J_r + \frac{V_a^2 - V_r^2}{2g} + P_r - P_a) FS$		
<b>NPSH<sub>disp</sub>:</b>	1,67 m	$NPSH_{disp} - H_a \geq h_a - J_a - P_a + \frac{V_a^2}{2g}$ onde neste caso $H_a = P_a$		
		$\eta_b =$	0,60	$\eta_m =$ 0,83
		Rendimentos bomba e motor		
<b>Potência motriz (N):</b>	0,85 W 0,001 CV 0,001 HP	$N = \frac{Q \rho g H}{3600 \eta_b \eta_m}$		

FS	Fator de segurança	10%
H	Altura manométrica	m
$h_a$	Altura estática de aspiração	m
$h_r$	Altura estática de recalque	m
$J_a$	Trechos da aspiração	m
$J_r$	Trechos do recalque	m
$\eta$	Rendimento (bomba, motor)	
Q	Vazão	m³/h
$V_a$	Velocidade aspiração	m/s
$\rho$	Massa específica	kg/m³
g	Aceleração da gravidade = 9,81	m/s²

### C.3 BOMBA D'ÁGUA ARREFECIMENTO

Projeto: Aparato experimental - Bomba d'água - LaAR/UnB

Município - UF

Altitude (m)

Brasília - DF

1.060

Pressão atmosférica -  $H_b$  (m)

9,84

Q: 0,4348 m<sup>3</sup>/h

$\rho_{H_2O} = 994$  kg/m<sup>3</sup>

**Aspiração** Pressão reinante compartimentos ou exigida processo  $P_a$ : [ ] m

$P_{a,abs} = 9,8$  m

$J_a$ : 0,0355 m  $J_a = \sum_{i=1}^n J_i$   $h_a$ : [-3,00] m

$D_1$  asp. ( $D_0$ ): [0,0200] m Vel. Asp. ( $V_0$ ): 0,39 m/s  $V_0 = \frac{4Q}{3600\pi D_0^2}$

**Recalque** Pressão reinante compartimentos ou exigida processo  $P_r$ : [ ] m

Gerador

$P_{r,abs} = 9,8$  m

$J_r$ : 11,36 m  $J_r = \sum_{i=1}^n J_i$   $h_r$ : [3,00] m

$D_1$  rec. ( $D_r$ ): [0,0200] m Vel. Rec. ( $V_r$ ): 0,39 m/s  $V_r = \frac{4Q}{3600\pi D_r^2}$

Altura man. (H): 13,68 m  $H = (h_a + h_r + J_a + J_r + \frac{V_0^2 - V_r^2}{2g} + P_r - P_a)FS$

$NPSH_{disp}$ : 2,41 m  $NPSH_{disp} - H_a = h_a - J_a - P_a + \frac{V_0^2}{2g}$   
onde neste caso  $H_b = 0$

$\eta_b = [0,60]$   $\eta_m = [0,83]$  Rendimentos bomba e motor

Potência motriz (N): 32,33 W  
0,044 CV  
0,043 HP  $N = \frac{Q\rho gH}{3600\eta_b\eta_m}$

FS	Fator de segurança	20%
H	Altura manométrica	m
$h_a$	Altura estática de aspiração	m
$h_r$	Altura estática de recalque	m
$J_a$	Trechos da aspiração	m
$J_r$	Trechos do recalque	m
$\eta$	Rendimento (bomba, motor)	
Q	Vazão	m <sup>3</sup> /h
$V_0$	Velocidade aspiração	m/s
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>
g	Aceleração da gravidade = 9,81	m/s <sup>2</sup>

## D CALIBRAÇÃO – TABELAS E GRÁFICOS

### D.1 TERMOPARES

Tabela D.1. Valores de temperaturas do PT100 e termopares conectados ao módulo #2.

Temp PT100 °C	M2.Ch.0	M2.Ch.1	M2.Ch.2	M2.Ch.3	M2.Ch.4	M2.Ch.6
-0,02	-1,22	-1,36	-1,32	-1,16	-0,97	-1,17
9,84	8,69	8,48	8,54	8,74	9,03	8,77
20,03	18,71	18,49	18,52	18,74	19,06	18,87
30,13	28,66	28,44	28,48	28,72	29,05	28,88
40,12	38,44	38,16	38,19	38,45	38,79	38,80
50,18	48,43	48,16	48,21	48,47	48,80	48,83
60,16	58,31	58,06	58,08	58,34	58,68	58,73
70,15	68,18	67,93	67,95	68,23	68,56	68,61
80,17	78,15	77,89	77,90	78,15	78,50	78,61
90,20	88,18	87,92	87,96	88,22	88,54	88,60
100,19	98,23	97,95	97,98	98,23	98,53	98,61

Tabela D.2. Valores de temperaturas do PT100 e termopares conectados ao módulo #3.

Temp PT100 °C	M3.Ch.0	M3.Ch.1	M3.Ch.2	M3.Ch.3	M3.Ch.4	M3.Ch.5	M3.Ch.6
-0,02	-0,23	-0,29	-0,22	0,02	0,06	-0,26	-0,68
9,84	9,35	9,28	9,35	9,69	9,76	9,57	9,06
20,03	19,39	19,30	19,38	19,74	19,83	19,77	19,23
30,13	29,37	29,27	29,35	29,72	29,84	29,85	29,30
40,12	39,14	39,00	39,09	39,46	39,62	39,81	39,25
50,18	49,07	48,95	49,04	49,43	49,56	49,81	49,25
60,16	58,93	58,83	58,91	59,28	59,43	59,72	59,18
70,15	68,82	68,74	68,80	69,19	69,32	69,61	69,10
80,17	78,76	78,65	78,72	79,12	79,25	79,61	79,08
90,20	88,79	88,69	88,76	89,17	89,31	89,60	89,08
100,19	98,80	98,68	98,74	99,16	99,28	99,58	99,09

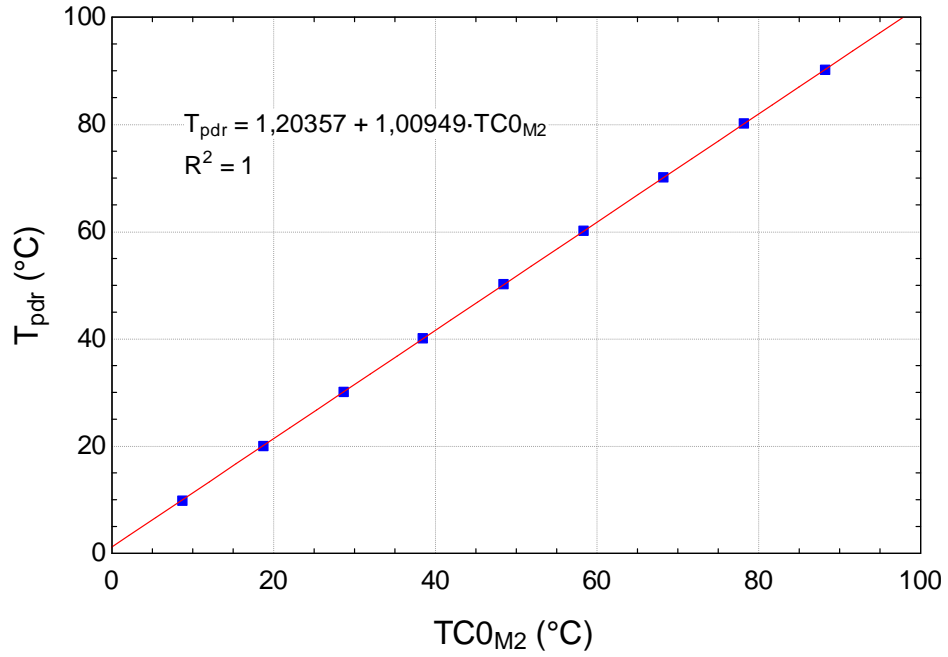


Figura D.1. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 0 do módulo 2.

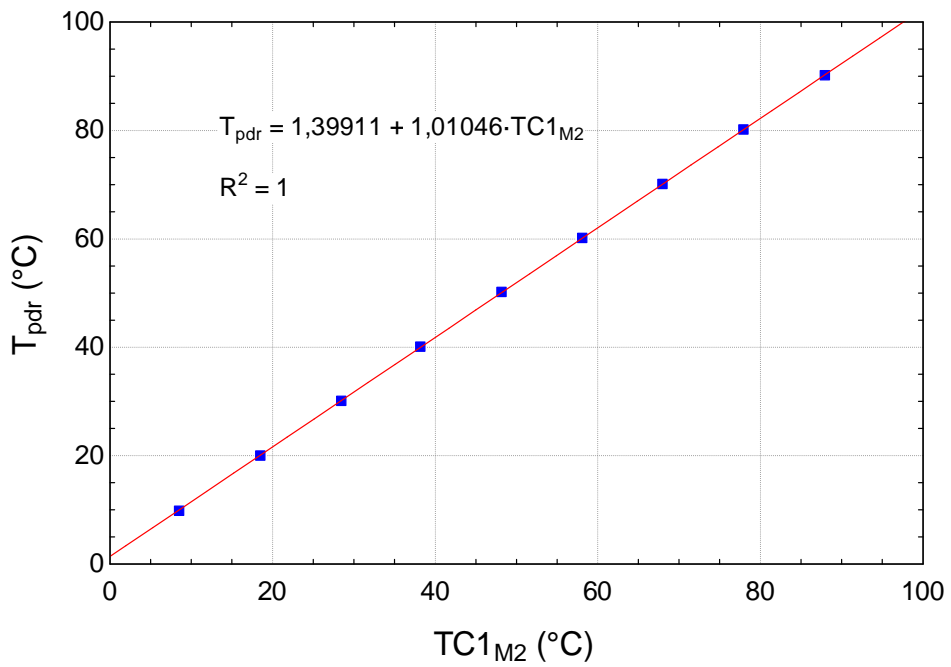


Figura D.2. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 1 do módulo 2.

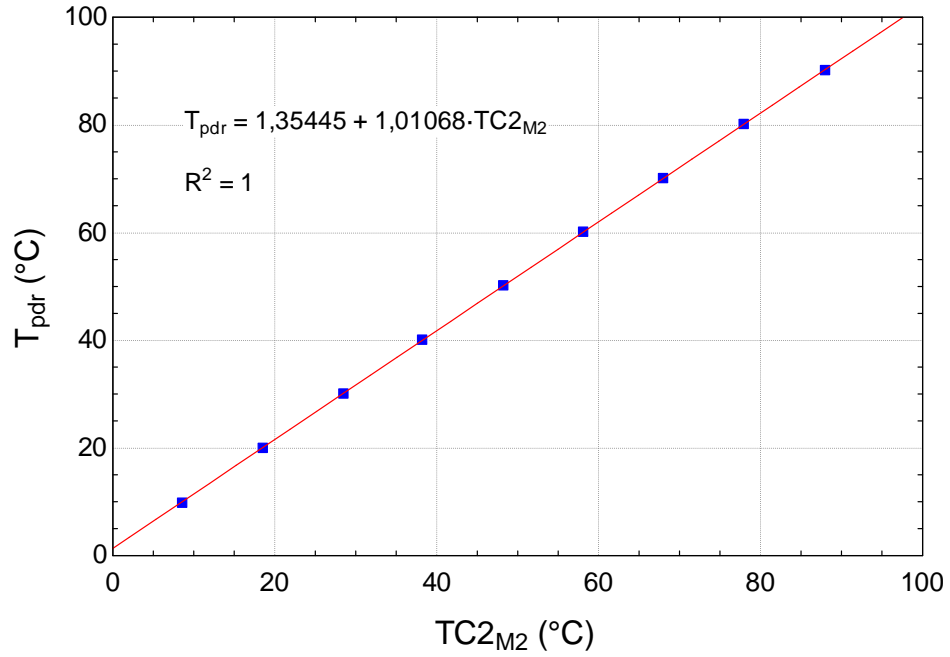


Figura D.3. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 2 do módulo 2.

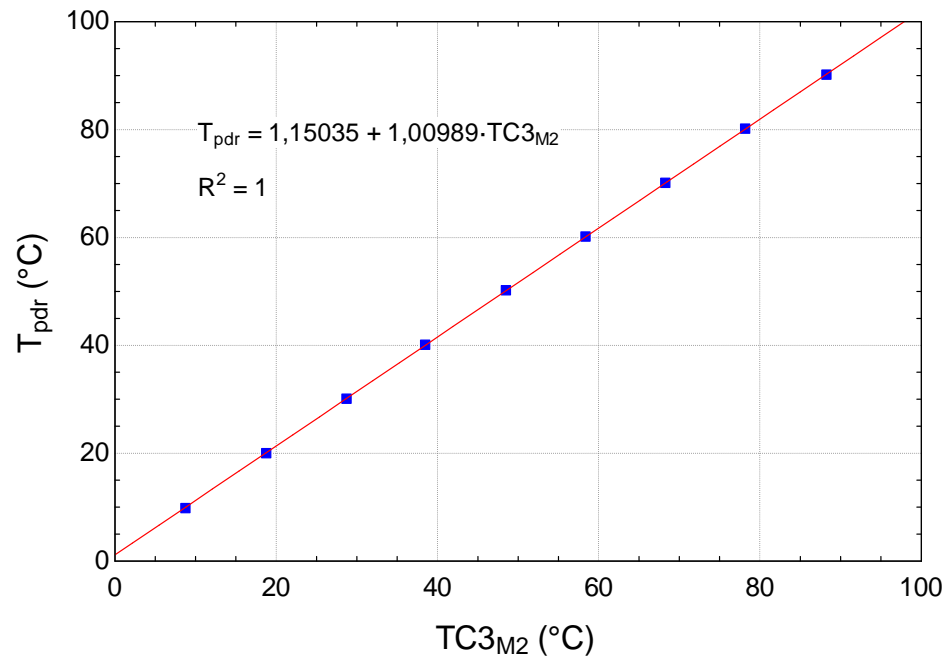


Figura D.4. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 3 do módulo 2.

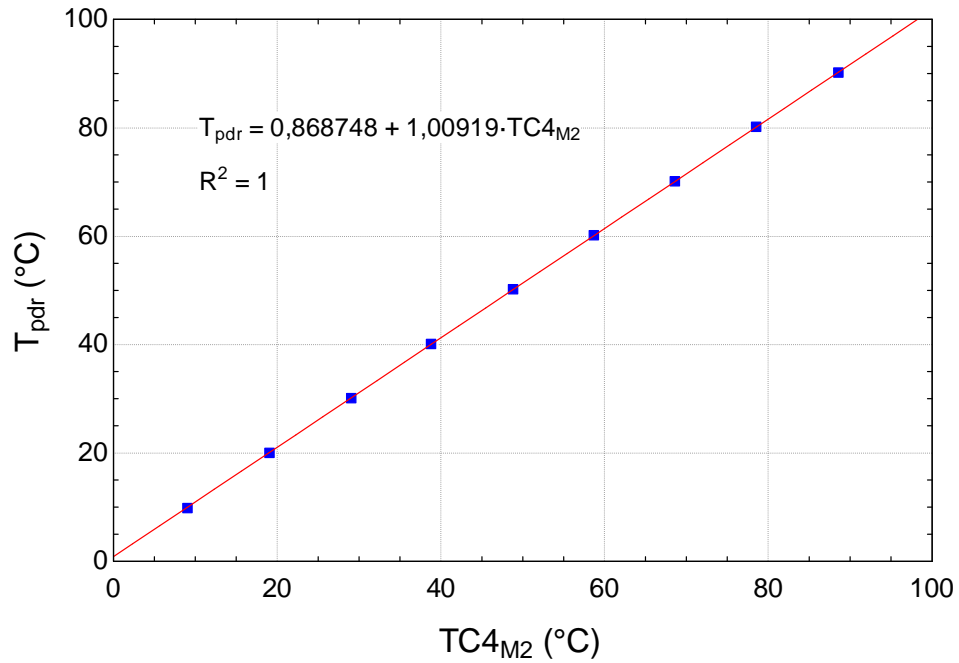


Figura D.5. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 4 do módulo 2.

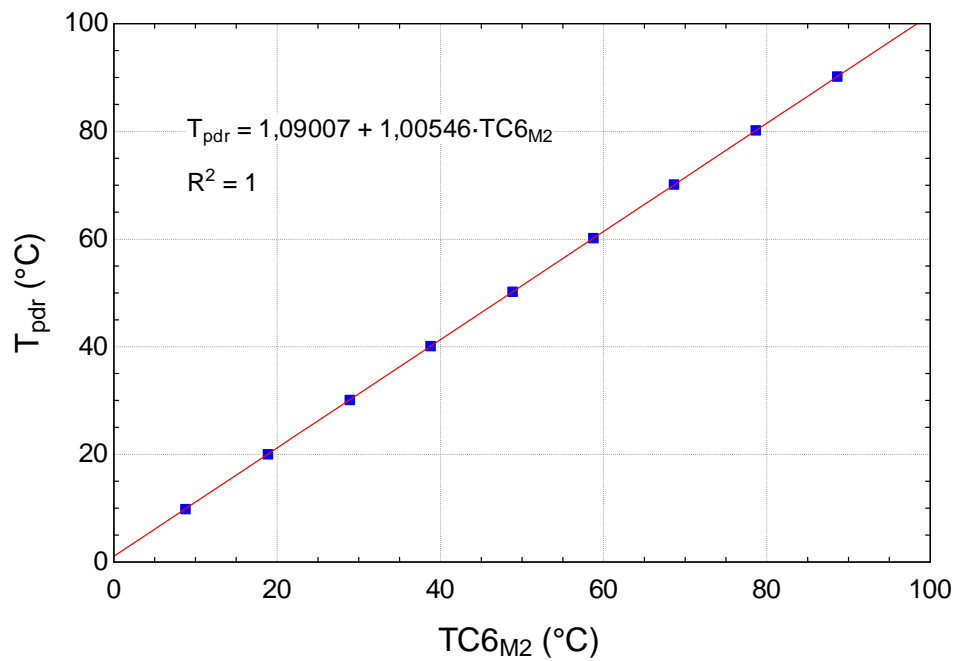


Figura D.6. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 6 do módulo 2.

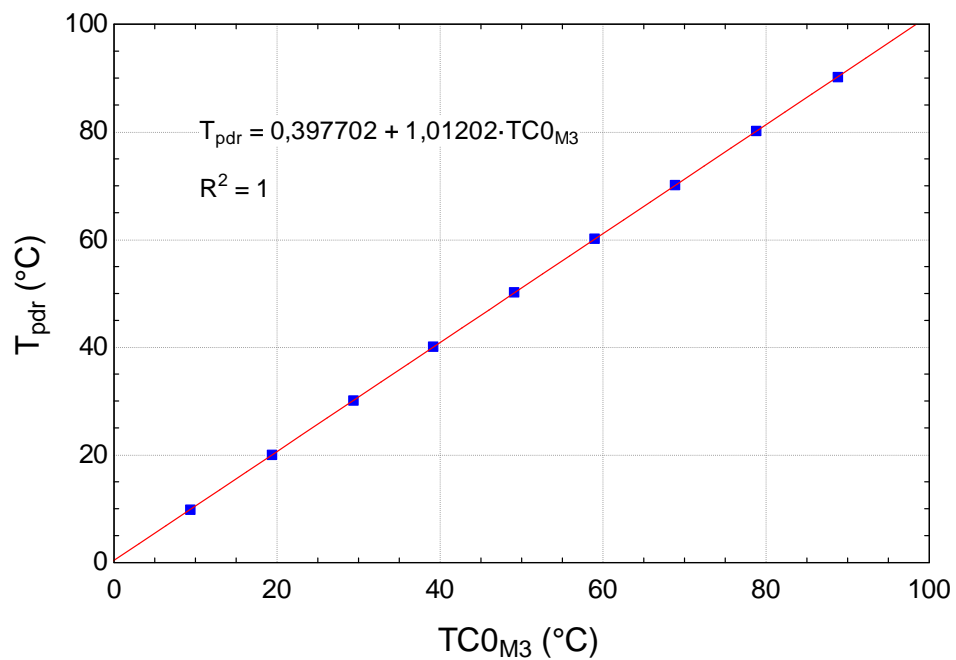


Figura D.7. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 0 do módulo 3.

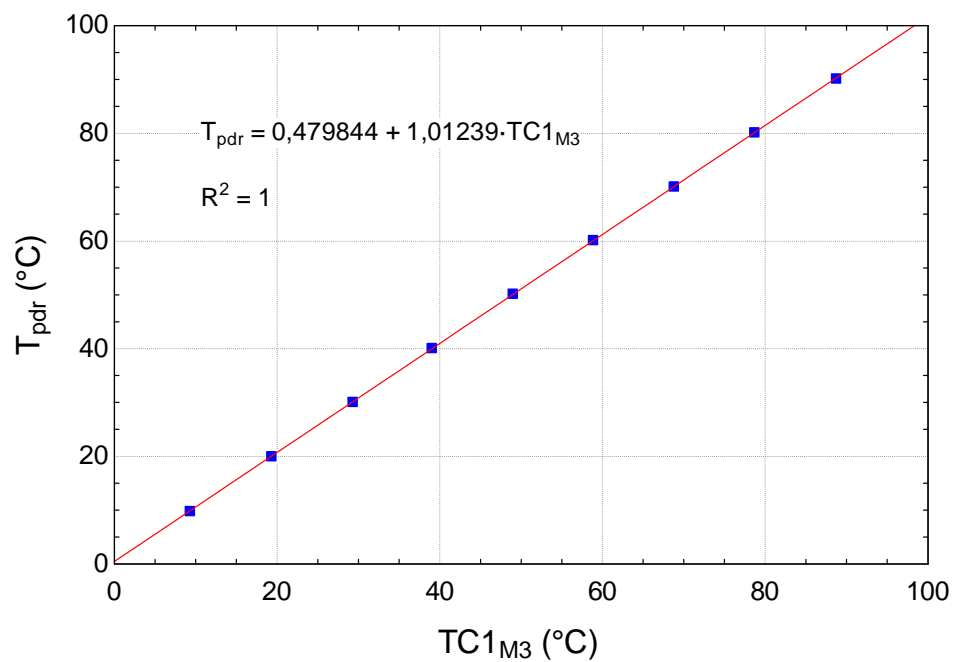


Figura D.8. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 1 do módulo 3.



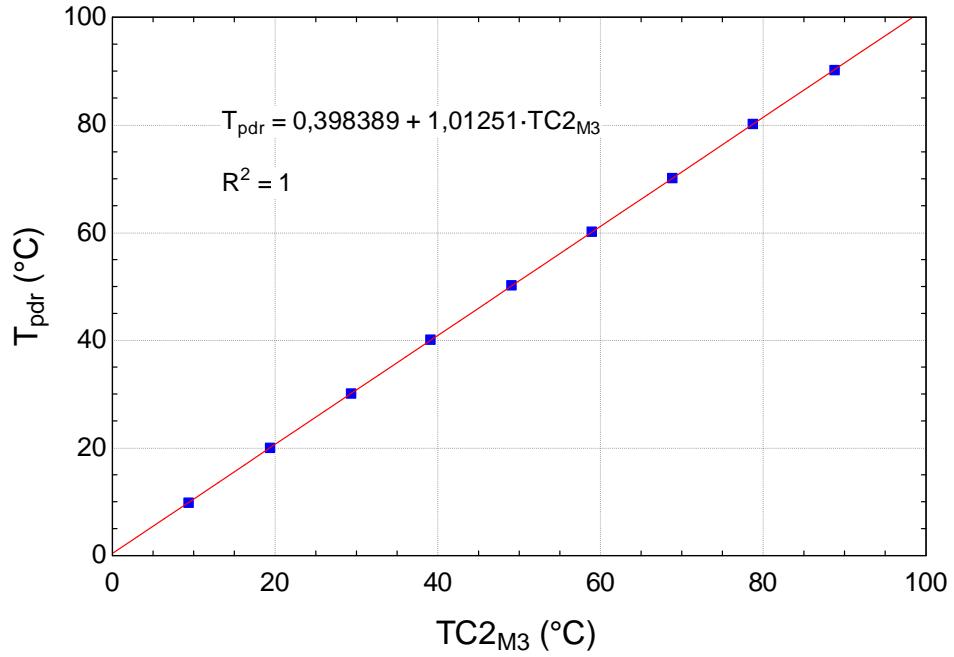


Figura D.9. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 2 do módulo 3.

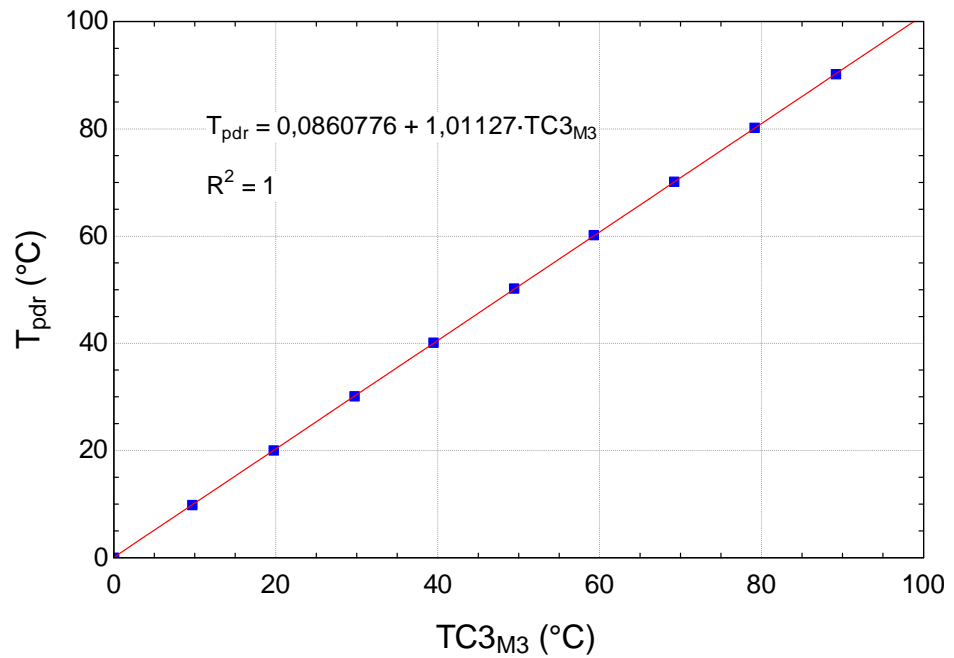


Figura D.10. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 3 do módulo 3.

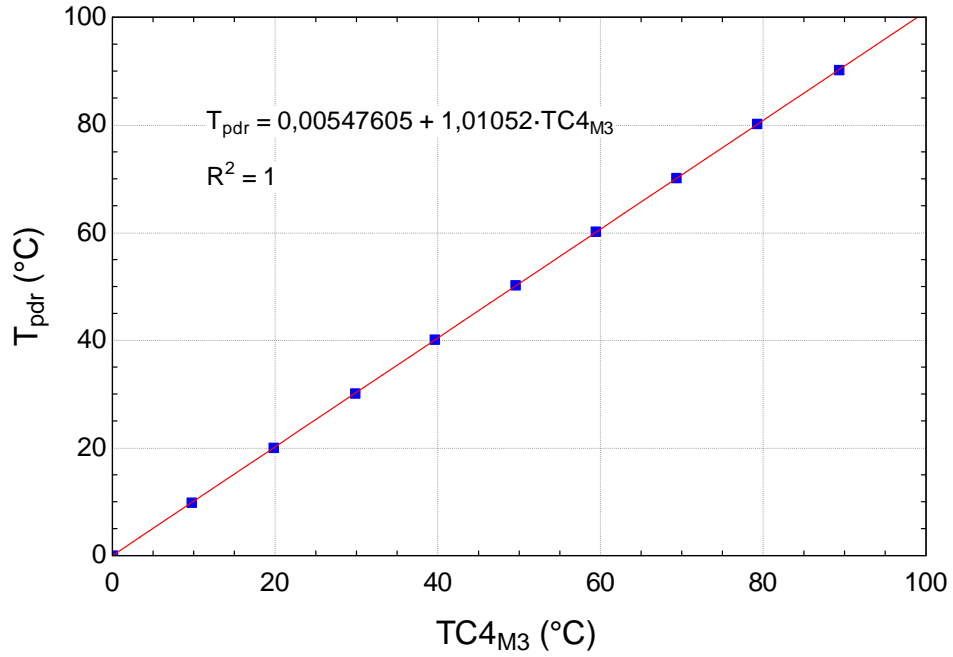


Figura D.11. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 4 do módulo 3.

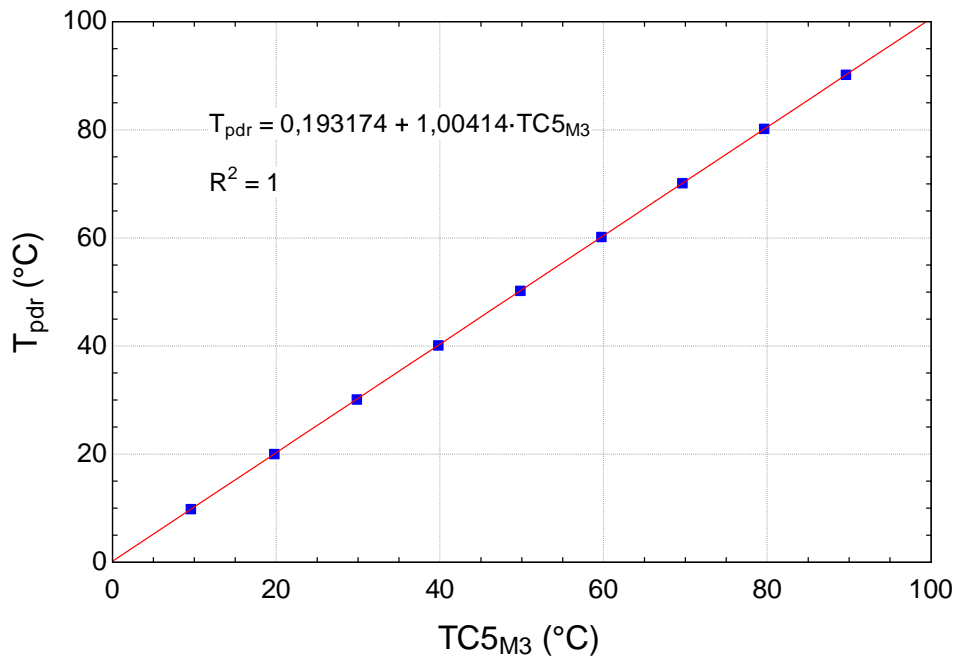


Figura D.12. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 5 do módulo 3.

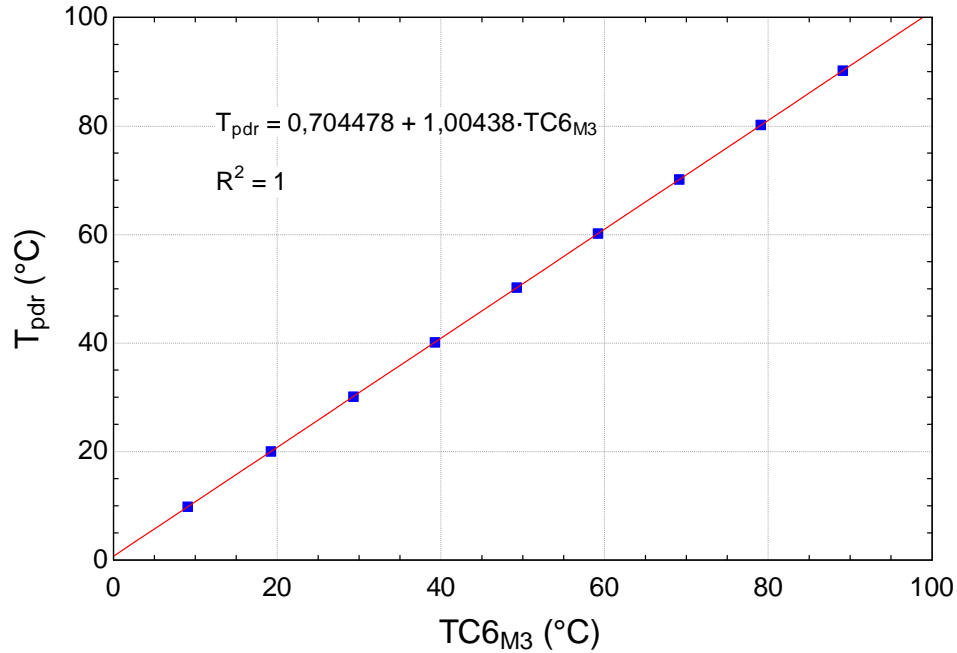


Figura D.13. Curva e equação de correção da temperatura lida pelo canal 6 do módulo 3.

## D.2 TRANSMISSORES DE PRESSÃO

Tabela D.3. Valores de pressão e correspondentes valores de corrente.

Pressão Manométrica (Vácuo)			M1Ch0	M1Ch1
Leituras	Valores Corrigidos			
mmHg	mmHg	kPa	mA	
665	<b>666,6</b>	88,87	7,71	4,97
656	<b>657,5</b>	87,66	7,73	4,99
636	<b>637,5</b>	84,99	7,93	5,22
616	<b>617,4</b>	82,32	8,11	5,43
596	<b>597,4</b>	79,65	8,29	5,63
474	<b>475,1</b>	63,34	9,41	6,91
394	<b>394,9</b>	52,65	10,13	7,73
194	<b>194,5</b>	25,92	11,99	9,82
0	<b>0</b>	0,00	13,83	11,84

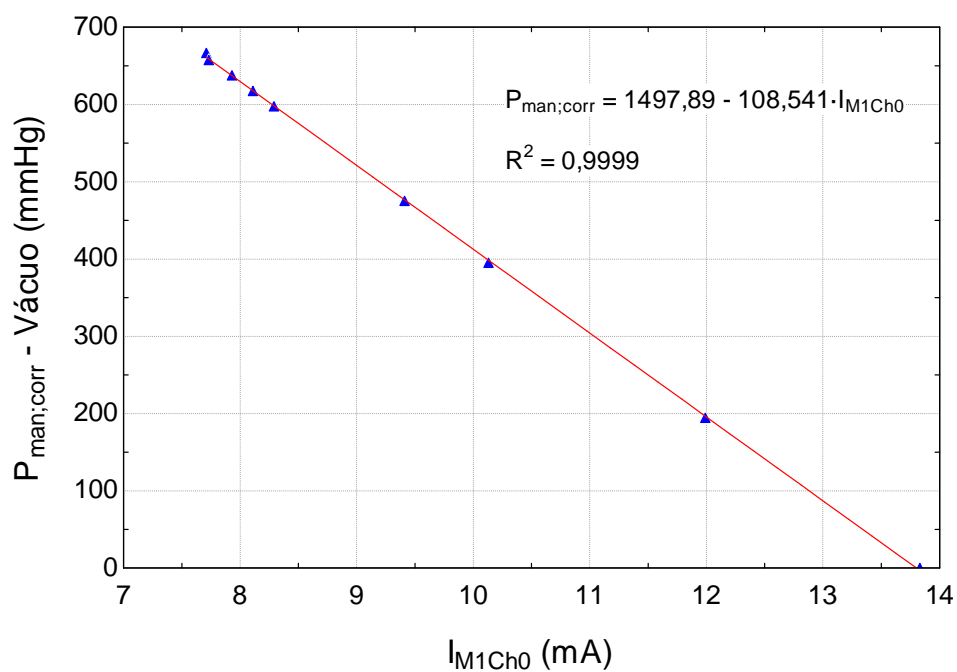


Figura D.14. Curva de calibração do TRP28323-02 – Canal 0 módulo #1 - Gerador

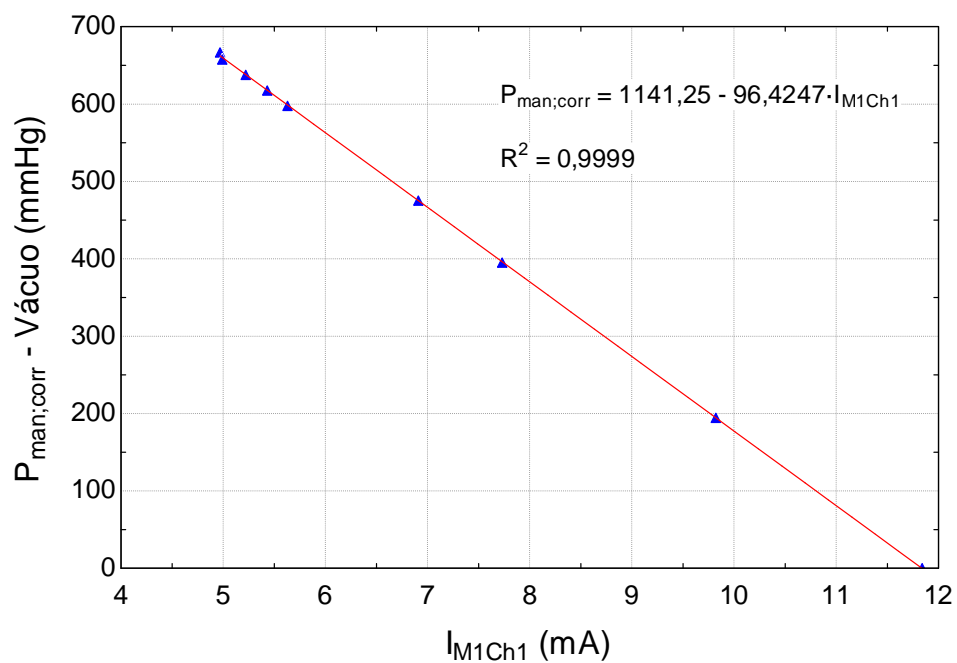


Figura D.15. Curva de calibração do TRP28323-01 – Canal 1 módulo #1 - Evaporador

### D.3 TRANSMISSOR DE DENSIDADE

Tabela D.4. Valores de massa específica, temperatura e concentração obtidos no processo de calibração do TRD.

DENSÍMETRO	TERMÔMETRO	TRD			Concentração
		$\rho$	Temperatura	Corrente	
kg/m <sup>3</sup>	°C	kg/m <sup>3</sup>	°C	mA	%
1.800,0	82	1.821,6	80,56	18,72	65,3
1.760,0	83	1.780,8	81,45	18,22	63,6
1.725,0	81	1.745,6	80,12	17,79	61,9
1.690,0	82	1.711,5	80,9	17,38	60,2
1.660,0	81	1.680,0	79,64	17,00	58,7
1.630,0	82	1.650,9	80,45	16,65	57,2
1.600,0	84	1.623,9	83,49	16,33	55,7

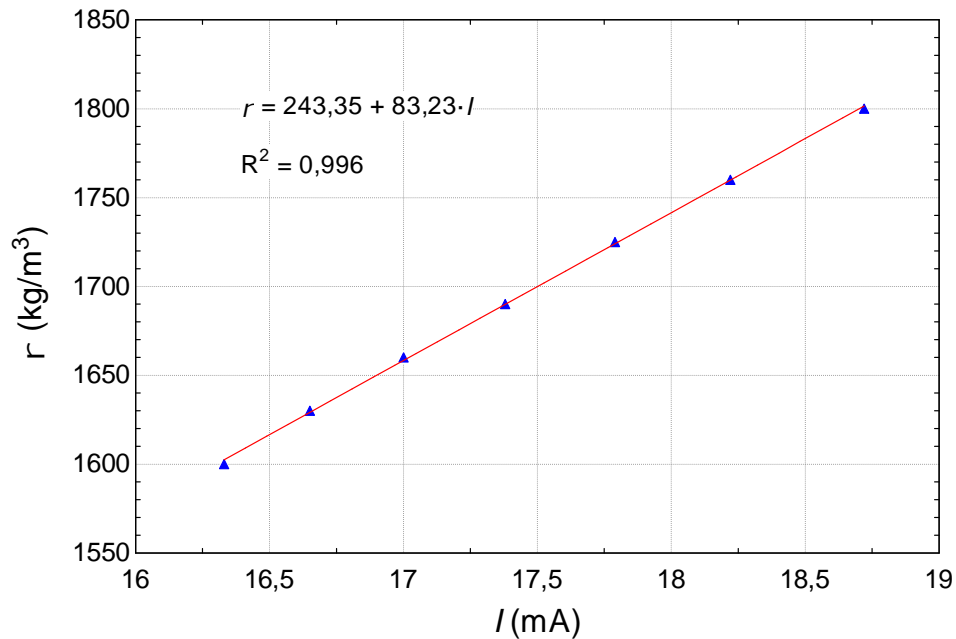


Figura D.16. Curva de calibração do TRD, para solução de água-brometo de lítio.

## E CÁLCULOS DAS INCERTEZAS

A incerteza de uma medição é a dúvida sobre o resultado de qualquer medição.

O VIM define incerteza de medição como “parâmetro associado ao resultado de uma medição, que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser, fundamentalmente, atribuídos a um mensurando”.

Várias são as fontes de incertezas numa medição. Essas fontes não são necessariamente independentes e algumas delas podem contribuir para outras.

A incerteza padrão ( $u$ ), ou padronizada, de uma fonte aleatória de erros, já descontadas as fontes sistemáticas, é a faixa de dispersão em torno do valor central equivalente ao desvio padrão. Ela é classificada como tipo “A” ou tipo “B”, dependendo da forma de abordagem de cálculo.

A avaliação do tipo “A”: utiliza tratamento estatístico de medições realizadas. Sua aplicação pode ser utilizada em três situações práticas;

1. Estimativa da repetitividade de um processo de medição;
2. Estimativa da aplicação de uma regressão linear a uma calibração de um instrumento de medição;
3. Estimativa da deriva temporal de um instrumento de medição.

A avaliação do tipo “B”: utiliza estimativas oriundas de experiências de trabalhos anteriores, certificados de calibração, dados do fabricante, publicações, cálculos e bom senso. Muitas das vezes só é possível estimar-se limites superiores e inferiores da incerteza de uma dada fonte de erros, e assumir a probabilidade de sua ocorrência com base numa distribuição que pode ser retangular, triangular, uniforme ou outras.

As incertezas padrão, sejam da abordagem do tipo “A” ou do tipo “B”, são combinadas utilizando-se o método da soma em quadratura, ou seja, a raiz quadrada da soma dos quadrados das incertezas padrão individual.

Posteriormente se determina o valor da incerteza expandida ( $U$ ), que nada mais é do que a multiplicação do valor da incerteza combinada por um fator de abrangência ( $k$ ). O valor de  $k$  é igual 2, para um nível de confiança estatística de 95%.

É usual a utilização de planilhas que discriminem as fontes de erro consideradas, apresentem os cálculos das incertezas padrão individualizadas, o resultado do cálculo da combinação das incertezas e finalmente indique o valor da incerteza padrão expandida.

### E.1 CÁLCULO DA INCERTEZA DO TIPO “A”, ENVOLVENDO REGRESSÕES LINEARES

A utilização de regressão linear é uma prática habitual na calibração de um instrumento de medição. Por meio dela é possível modelar a relação entre o valor da medida fornecido pelo instrumento e o valor estimado para a grandeza, na forma de uma linha reta, cuja equação é representada por

$$y = a.x + b \quad (E.1)$$

onde  $y$  é a resposta observada no instrumento e  $x$  o valor do padrão ou referência,  $a$  é a inclinação da reta e  $b$  o valor da ordenada na origem, conforme Fig. E.1.

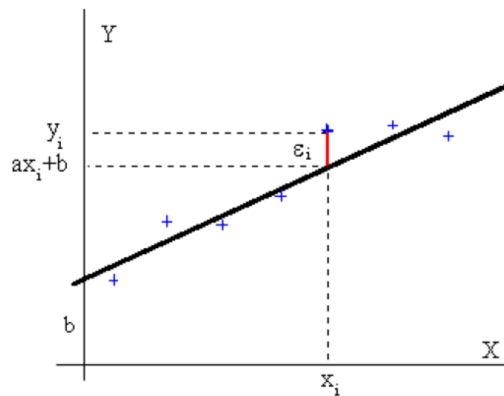


Figura E.1. Representação da reta de um conjunto de pontos de medição e respectivos desvios.

A partir da Eq. (E.1) quantifica-se então uma grandeza prevista  $x_{prev}$ , a partir de uma resposta observada pelo instrumento  $y_{obs}$ , tal que,

$$x_{prev} = \frac{y_{obs} - b}{a} \quad (E.2)$$

Como se vê na Fig. E.1, para cada valor de  $y$ , existe um desvio  $e$  em relação à reta, calculado a partir de

$$e_i = y_i - (ax_i + b) \quad (\text{E.3})$$

Seja  $E(a,b)$  a soma dos quadrados de todos os desvios

$$E(a,b) = \sum_{i=1}^n (y_i - ax_i - b)^2 \quad (\text{E.4})$$

Os valores que minimizam  $E(a,b)$  são aqueles para os quais  $\frac{\partial E}{\partial a} = 0$  e  $\frac{\partial E}{\partial b} = 0$ .

Obtém-se assim um sistema de duas equações com duas incógnitas  $a$  e  $b$ , cuja solução é fornecida por

$$a = \frac{n \cdot \sum_{i=1}^n x_i y_i - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right) \left( \sum_{i=1}^n y_i \right)}{n \cdot \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (\text{E.5})$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n y_i - a \cdot \sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (\text{E.6})$$

O desvio padrão dos resíduos é dado por,

$$s = \sqrt{s^2} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_{calc:i} - y_{real:i})^2}{n-2}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (ax_i + b - y_{real:i})^2}{n-2}} \quad (\text{E.7})$$

Outro parâmetro de interesse numa regressão linear é o coeficiente de correlação ( $r$ ), que indica o grau de dependência entre as variáveis  $x$  e  $y$ .

Sejam  $s_x^2$  e  $s_y^2$  as variâncias de  $x$  e  $y$ , respectivamente.



$$s_x^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1} \quad (\text{E.8})$$

$$s_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1} \quad (\text{E.9})$$

Seja  $s_{xy}$  a covariância de  $x$  e  $y$

$$s_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{n-1} \quad (\text{E.10})$$

O coeficiente de correlação ( $r$ ) entre  $x$  e  $y$  é dado por

$$r = \frac{s_{xy}}{s_x s_y} \quad (\text{E.11})$$

**Teorema:** O coeficiente de correlação satisfaz  $-1 \leq r \leq 1$ , e  $r = \pm 1$  se e somente se os pares  $(x, y)$  de valores da amostra situarem-se sobre uma linha reta.

- $r = 1$ , correlação linear perfeita, direta;
- $r = -1$ , correlação linear perfeita, indireta;
- $r = 0$ , não existe correlação alguma, independência total dos valores  $x$  e  $y$ .

A variância da inclinação da reta é dada por,

$$s_a^2 = n \frac{s^2}{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (\text{E.12})$$

A incerteza padrão da inclinação da reta é

$$u_a = \sqrt{s_a^2} \quad (\text{E.13})$$

A variância da ordenada na origem é dada por,

$$s_b^2 = \frac{s^2 \sum_{i=1}^n x_i^2}{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2} \quad (\text{E.14})$$

A incerteza padrão da ordenada na origem é

$$u_b = \sqrt{s_b^2} \quad (\text{E.15})$$

O coeficiente de correlação entre  $a$  e  $b$  é dado por,

$$r(a,b) = - \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{\sqrt{n \sum_{i=1}^n x_i^2}} \quad (\text{E.16})$$

O GUM recomenda a seguinte expressão para calcular a incerteza padrão da curva da regressão linear,

$$u_{x;prev} = \sqrt{c_b^2 s_b^2 + c_a^2 s_a^2 + 2c_b c_a u_b u_a r_{a,b}} \quad (\text{E.17})$$

onde  $c_b$  é o coeficiente de sensibilidade de  $b$ , definido como

$$c_b = \frac{\partial x}{\partial b} = \frac{\partial \left( \frac{y-b}{a} \right)}{\partial b} = \frac{-1}{a} \quad (\text{E.18})$$

e  $c_a$  o coeficiente de sensibilidade de  $a$ .

$$c_a = \frac{\partial x}{\partial a} = \frac{\partial \left( \frac{y-b}{a} \right)}{\partial a} = \frac{b-y}{a^2} \quad (\text{E.19})$$

Substituindo as Eq. (E.18) e (E.19) na Eq. (E.17), a incerteza padrão da curva de regressão para qualquer ponto  $x_{prev}$  é definida por,

$$u_{x:prev} = \sqrt{\left( \frac{-1}{a} \right)^2 s_b^2 + \left( \frac{b-y}{a^2} \right)^2 s_a^2 + 2 \left( \frac{-1}{a} \right) \left( \frac{b-y}{a^2} \right) u_b u_a r_{a,b}} \quad (\text{E.20})$$

## E.2 CÁLCULO DA INCERTEZA DOS TERMOPARES

A cadeia do sistema de medição de temperatura da bancada está caracterizada no item 5.2.1. As fontes de erros associadas com aquela cadeia de medição, o cálculo das incertezas relacionadas às mesmas, o cálculo da combinação dessas incertezas e por fim a determinação da incerteza expandida, para um nível de confiança de 95 %, são planilhados e apresentados na Tab. E.1.

Tabela E.1. Planilha para cálculo de incertezas de termopar

Fonte	Tipo	Valor °C	Distr. Probabil.	Div.	Coef. Sens.	$u_i$ °C	Gr. Liberd.
<b>Herança padrão</b>	B	<b>0,03</b>	Normal	2	1	0,02	$\infty$
<b>Deriva padrão</b>	B	0,03	Retangular	1,732	1	0,02	$\infty$
<b>Multímetro padrão</b>	B	0,05	Normal	2	1	0,03	$\infty$
<b>Multímetro Mensurando</b>	B	0,03	Normal	2	1	0,02	$\infty$
<b>Ref. mensurando</b>	B	0,03	Retangular	1,732	1	0,02	$\infty$
<b>Cabo ext. mensurando</b>	B	0,03	Retangular	1,732	1	0,02	$\infty$
<b>Instabilidade banho</b>	B	0,03	Retangular	1,732	1	0,02	$\infty$
<b>Regressão</b>	A	<b>0,07</b>	Normal	1	1	0,07	$\infty$
<b>Incerteza combinada (<math>u_c</math>)</b>						0,09	
<b>Incerteza expandida (<math>U</math>)</b>						$K = 2$	<b>0,2</b>
Padrão (PT100)	0,03	°C	Certificado RBC Ecil 1026/06 de 14.03.2006				
Multímetro padrão	0,021	$\Omega$	Certificado LMD 21/2005 de 30.05.2005				
	0,05	°C	2,6 °C/ $\Omega$ (Tabela calibração PT100)				

### E.3 CÁLCULO DE INCERTEZA DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO

A cadeia do sistema de medição de pressões da bancada está caracterizada no item 5.2.2. As fontes de erros associadas com aquela cadeia de medição, o cálculo das incertezas relacionadas às mesmas, o cálculo da combinação dessas incertezas e por fim a determinação da incerteza expandida, para um nível de confiança de 95 %, são planilhados e apresentados na Tab. E.2.

Tabela E.2. Planilha para cálculo de incertezas de transmissores de pressão

Fonte	Tipo	Valor	Distr. Probabil.	Div.	Coef. Sens.	$u_i$	Gr. Liberd.
		mmHg				mmHg	
<b>Herança padrão</b>	B	1,0	Normal	2,00	1	0,5	$\infty$
<b>Resolução padrão</b>	B	1,0	Retangular	1,73	1	0,6	$\infty$
<b>Resolução instrumento</b>	B	0,8	Retangular	1,73	1	0,4	$\infty$
<b>Regressão</b>	A	<b>2,0</b>	Normal	1,00	1	2,0	$\infty$
<b>Incerteza combinada (<math>u_c</math>)</b>						2,2	
<b>Incerteza expandida (<math>U</math>)</b>						<b>4</b>	
<hr/>							
Herança padrão	0,10%	mmHg	Conforme informação fabricante Dwyer				
Resolução instrumento	0,01	mA	Verificado nas medições				
	77,4	mmHg/mA					
Erros pontuais	Desvio padrão dos erros						

#### E.4 CÁLCULO DA INCERTEZA DO TRANSMISSOR DE DENSIDADE

A cadeia do sistema de medição de densidade da bancada está caracterizada no item 5.2.3. As fontes de erros associadas com aquela cadeia de medição, o cálculo das incertezas relacionadas às mesmas, o cálculo da combinação dessas incertezas e por fim a determinação da incerteza expandida, para um nível de confiança de 95 %, são planilhados e apresentados na Tab. E.3.

Tabela E.3. Planilha para cálculo de incertezas de transmissor de densidade

Fonte	Tipo	Valor	Distr. Probabil.	Div.	Coef. Sens.	$u_i$	Gr. Liberd.
		kg/m <sup>3</sup>				kg/m <sup>3</sup>	
<b>Herança padrão</b>	B	2,5	Normal	2,00	1	1,3	∞
<b>Resolução padrão</b>	B	2,5	Retangular	1,73	1	1,4	∞
<b>Tensão superficial</b>	B	2,5	Retangular	1,73	1	1,4	∞
<b>Erros pontuais</b>	B	0,9	Normal	2,00	1	0,4	∞
<b>Resolução instrumento</b>	B	0,6	Retangular	1,73	1	0,3	∞
<b>Regressão</b>	A	<b>1,0</b>	Normal	1,00	1	1,0	∞
<b>Incerteza combinada</b>						2,7	
<b>Incerteza expandida</b>			<b>K = 2</b>			<b>5</b>	

Herança padrão	2,5	kg/m <sup>3</sup>	Assumido
Resolução instrumento	0,1	mA	Verificado nas medições
	5,7	kg/m <sup>3</sup> .mA	
Erros pontuais			Desvio padrão dos erros

## E.5 CÁLCULO DA INCERTEZA DOS ROTÂMETROS

As fontes de erros associadas com a medição de vazão, o cálculo das incertezas relacionadas às mesmas, o cálculo da combinação dessas incertezas e por fim a determinação da incerteza expandida, para um nível de confiança de 95 %, são planilhados e apresentados na Tab. E.4 e na Tab. E.5.

Tabela E.4. Planilha para cálculo de incertezas dos rotâmetros de solução de H<sub>2</sub>O-LiBr

Fonte	Tipo	Valor	Distr. Probabil.	Div.	Coef. Sens.	$u_i$	Gr. Liberd.
		I/h				I/h	
<b>Herança padrão</b>	B	0,3	Normal	2,00	1	0,1	$\infty$
<b>Operador</b>	B	1,0	Normal	2,00	1	0,5	$\infty$
<b>Resolução instrumento</b>	B	1,0	Retangular	1,73	1	0,6	$\infty$
<b>Incerteza combinada</b>						1,0	
<b>Incerteza expandida</b>			<b>K = 2</b>			<b>2</b>	

Herança padrão                    0,29    I/h            Certificado calibração n.º 09040158 da Contech  
 Resolução instrumento            1        I/h

Tabela E.5. Planilha para cálculo de incertezas do rotâmetro d'água de arrefecimento

Fonte	Tipo	Valor	Distr. Probabil.	Div.	Coef. Sens.	$u_i$	Gr. Liberd.
		I/h				I/h	
<b>Herança padrão</b>	B	1,0	Normal	2,00	1	0,5	$\infty$
<b>Operador</b>	B	2,5	Normal	2,00	1	1,3	$\infty$
<b>Resolução instrumento</b>	B	2,5	Retangular	1,73	1	1,4	$\infty$
<b>Incerteza combinada</b>						2,0	
<b>Incerteza expandida</b>			<b>K = 2</b>			<b>4</b>	

Herança padrão                    1,01    I/h            Certificado calibração n.º 09040160 da Contech  
 Resolução instrumento            2,5     I/h            Verificado nas medições